Diss. ETH Nr. 12958

Gesamtenergetische Bewertung verschiedener Betriebsarten eines Parallel-Hybridantriebes mit Schwungradkomponente und stufenlosem Weitbereichsgetriebe für einen Personenwagen

ABHANDLUNG
zur Erlangung des Titels
DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN
der
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

Philipp Dietrich
Dipl. Masch.–Ing. ETH
geboren am 22. Januar 1960
von Grub–Eggersriet SG

Referent: Prof. Dr. M. K. Eberle
Korreferent: Prof. Dr. H. P. Geering

1999

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist ein kleiner Beitrag zur Erkennung eines Substitutionspotentials von Elektrizität im individuellen Personenverkehr. Diese Arbeit entstand zwischen 1996 und 1998 am Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik der ETH Zürich im Rahmen des interdisziplinären Projektes Hybrid III.

Mein Dank gilt in erster Linie Prof. Dr. Meinrad K. Eberle und Dr. Hans Uli Hörler für die Ermöglichung dieser Arbeit und der ganzen Realisierung der ETH Hybrid III Projektes. Besonders danke ich für die gewährten Freiheiten, das erhaltene Vertrauen, die vielen fachlichen Diskussionen und die Motivation auch in schwierigen Zeiten. Ich danke für das stets offene Ohr bei Fragen der Projektleitung und Finanzierung dieses Projektes.

Ich danke auch Prof. Dr. Hans P. Geering für die Übernahme des Korreferates und seinem Interesse an meiner Arbeit. Hier danke ich speziell für seine Bemühungen, mich mit dem ganzen Projekt in Verbindung zu bringen.

Ein weiterer Dank gilt all meinen Kollegen innerhalb des ETH Hybrid III Projektteams, verstreut über die verschiedenen Institute und über die ETH Zürich hinaus. Ohne die engagierte Mitarbeit aller wäre die Funktionstüchtigkeit des Antriebes nie erreicht worden.

Ein spezieller Dank geht auch an unsere Werkstatt und im besonderen an Gerhard Egli für die hochmotivierte und selbständige Umsetzung unserer Ideen auf den Prüfständen und im Fahrzeug.

Ich bedanke mich bei allen Mitarbeiter am LVV für das gute Arbeitsklima und die vielen guten Diskussionen und Unterstützung, die ich erfahren durfte. Speziell danke ich auch Prof. Dr. Konstantinos Boulouchos für die kritische Durchsicht meiner Dissertation und den vielen fachlichen Diskussionen.

Herzlich bedanke ich mich auch bei meiner Frau Rita, für das Verständnis, das Interesse und die Unterstützung die ich erfahren durfte.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis i

Zusammenfassung v

Summary vii

1 *Einführung* *1*

1.1 Einleitung 1

1.2 Stand der Hybridantriebstechnik im Personenwagenbereich 3

Klassifizierung von Hybridantrieben 5

Realisierte Konzepte 7

1.3 Zielsetzung der vorliegenden Arbeit 13

1.4 Eigene Beiträge 15

2 *Konzept des ETH-Hybrid III Antriebsstranges* *16*

2.1 Zielsetzung und Rahmenbedingungen 16

2.2 Hauptideen 17

2.3 Aufbau des Antriebes 18

Anordnung der Antriebskomponenten 18

Zielwerte 20

Betriebsarten 20

Fahrstrategien 25

3 *Modellierung des Antriebsstranges* *28*

3.1 Mechanisches Grundmodell 28

3.2 Wirkungsgradmodelle der Komponenten 31

Verbrennungsmotor 31

Elektromaschine 32

Traktionsbatterie Blei-Vlies Batterie 33

Traktionsbatterie Nickel-Metallhydridbatterie (NiMH) . 43

Getriebe 45

Reibkupplungen 48

Schwungrad und Zwischenwelle 50

Vereinfachungen 50

4 *Verbrauchssimulation* *51*

4.1 Benzinbetrieb 51

Konstantleistung im Taktbetrieb 51

Konstantleistung im Drosselbetrieb 52

Europäischer Stadtzyklus ECE-R15/04 53
4.2 Elektrobetrieb 55
Konstantfahrt 55
Beschleunigungsreserve 56
Verbrauch im europäischen Stadtzyklus ECE R15/04 . 60
Einfluss des Batterieladegrades auf den Verbrauch . . 61
Verbrauchsvergleich des Benzin- und Elektrobetriebs . 65
4.3 Hybride Fahrstrategien 65
Anpassung der Taktfrequenz und des Drosselbetriebs . 66
Leistungsanpassung im Überlandbetrieb 69
Autarker Ladebetrieb 69
4.4 Erzeugung der Bordnetzspannung 71
5 *Realisierung des Antriebes* *75*
5.1 Realisierung der Antriebskomponenten 75
Verbrennungsmotor 76
Elektromaschine 80
Hybrideinheit 84
Stufenloses i2-Getriebe 88
Wärmemanagement 99
Steuerungssystem 101
5.2 Realisierung des Antriebsystems 103
Mensch-Maschinen-Interface 104
Regelungskonzepte 106
5.3 Realisierung des Versuchsfahrzeuges 107
Hauptdaten des Versuchsfahrzeuges 108
Anpassungen des Antriebsstranges 110
5.4 Untersuchungen am dynamischen Prüfstand 111
Konstantfahrt 111
Genormte Testzyklen 113
Rekuperation 115
Transiente Betriebsartenwechsel 117
5.5 Untersuchungen am Rollenprüfstand 121
Konstantfahrverbrauchswerte 121
ECE-R15/04 Zyklus 123
NEFZ mit reduzierter Spitzengeschwindigkeit . . . 125
Rekuperation 126
Transiente Umschaltungen 126
6 *Vergleich Simulation und Messung* *129*
6.1 Verbrauch bei konstanter Fahrt 129

Vergleich der Verbrauchswerte des Zielfahrzeuges . . 129
Vergleich zwischen Ziel- und Versuchsfahrzeug . . . 130
Verbrauchsvergleich des Elektrobetriebes im Versuchsfahrzeug 131
6.2 Verlauf von Transienten im ECE-Zyklus 133
Vergleich am Zielfahrzeug. 133
Vergleich im Versuchsfahrzeug 135
6.3 Batteriemodellvergleich 136
7 *Bewertung des Energieverbrauchs* *139*
7.1 Problematik 139
7.2 Die Methode des Life Cycle Assessments 139
Beschreibung der LCA-Methode. 140
7.3 Anwendung des LCA auf den ETH-Hybrid III Antrieb . 145
Zielsetzung und Systemgrenzen 145
Life Cycle Inventar (LCI) Materialien 145
Life Cycle Inventar der Betriebsenergien 148
7.4 Vergleich der Betriebsarten des Antriebes 153
Vergleich der Betriebsarten Taktbetrieb - Elektrobetrieb 153
Vergleich des ECE-R15/04 -Zyklusverbrauchs . . . 156
Hybride Fahrstrategien 159
Bordnetzspeisung 161
8 *Schlussfolgerungen und Ausblick* *164*
8.1 Wertung der Erkenntnisse 164
8.2 Verbesserungspotential des ETH-Hybrid III 165
8.3 Ausblick 167
Abkürzungen 169
Literaturverzeichnis 173
Curriculum Vitae 180

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Konzept, der Modellierung, der Realisierung und der Bewertung der verschiedenen Betriebsmöglichkeiten eines Hybridantriebsstranges, bestehend aus einem Ottomotor, einer Elektromaschine, einem Schwungrad als Kurzzeitenergiespeicher und einem stufenlosen Weitbereichsgetriebe – dem ETH-Hybrid III Antrieb. Im Besonderen galt das Interesse der Gegenüberstellung von Benzin- und Elektrobetrieb.

Für den Antriebsstrang werden die bestehenden Modelle zur Beschreibung der Dynamik und des Wirkungsgrades im Batteriebereich erweitert und mit Messergebnissen an Batteriemodulen überprüft. Mit Modellrechnungen wird das Verhalten des Antriebes im Zielfahrzeug (einem Volkswagen Golf), sowie im realisierten Versuchsfahrzeug (basierend auf einem Minivan VW Sharan) simuliert. Die Messergebnisse bestätigen die Simulationen. Die Ergebnisse des Antriebsstranges im Ziel- und im Versuchsfahrzeug werden einander gegenübergestellt.

Ausgehend vom verwendeten Zielfahrzeug werden die verschiedenen Betriebsarten bezüglich dem erforderlichen Primärenergieeinsatz und den Auswirkungen auf den Treibhauseffekt beurteilt (Life Cycle Assessment). Analysiert wird der Betrieb über 7 Jahre resp. 100'000 km in den verschiedenen Betriebsarten. Für den Benzinbetrieb werden die vorgelagerten Prozesse zur Erzeugung der Treib- und Schmierstoffe berücksichtigt, wogegen für den Elektrobetrieb unterschiedliche Stromproduktionen in Europa verglichen werden und die erforderlichen Batteriewechsel innerhalb der Lebensdauer einfliessen.

Bei der Bewertung des Primärenergieeinsatzes für konstante Fahrgeschwindigkeiten besticht der Taktbetrieb. Nur bei ausschliesslicher Nutzung von Wasserkraft zur Stromerzeugung ist der Primärenergieverbrauch geringer. Bei gedrosselt betriebenem Verbrennungsmotor steigt der Primärenergiebedarf mit zunehmender Drosselung, so dass auch andere Strom-

herstellungsarten Primärenergieeinsparungen gegenüber dem Drosselbetrieb erzielen können.

Bei der Beurteilung des Einflusses auf den Treibhauseffekt liegen die Stromherstellungsarten, die nicht auf fossilen Brennstoffen basieren, unterhalb der Emissionen im Taktbetrieb. Die Kraftwerke, basierend auf Wasserkraft und Kernenergie, produzieren etwa ein Viertel der treibhausgasrelevanten Emissionen gegenüber dem Taktbetrieb. Vergleicht man den Taktbetrieb mit fossiler Stromerzeugung, verursacht der Taktbetrieb die tieferen Emissionen von treibhauseffektrelevanten Gasen. Wertet man den Taktbetrieb gegenüber der Laständerungsenergie d.h. in Europa in der Regel Steinkohle, so emittiert der Taktbetrieb weniger als 45% der Emissionen des Stromes aus Steinkohle.

Die Lebensdauer der Bleibatterie ist bei der Beurteilung der erforderlichen Primärenergie und der Emissionen ein nicht zu vernachlässigender Faktor, da sie mindestens einmal ersetzt werden muss.

Mit der Anwendung des Taktbetriebes als effiziente Teillastverbesserungsmassnahme beim Benzinmotor, kann ein Elektrobetrieb nur noch zur Verbesserung der lokalen Luftqualität beitragen. Als Konsequenz wurde die vorgeschlagene Teillastverbesserung ohne Elektroantrieb simuliert und ein Verbrauchseinsparpotential zum Basisfahrzeug von über 50% gefunden. Weitere Einsparungen sind mit der Anwendung modernster Motorentechnik durchaus zu erzielen. Weitergehende Wirkungsgradsteigerungen sind mit Brennstoffzellen als Antriebsaggregate erzielbar, sofern äussersten Wert auf optimale Auslegung der Hilfs- und Nebenaggregate gelegt wird, und der verwendete Treibstoff auf erneuerbaren Ressourcen basiert.

Summary

This work contains the concept, the modeling, the realization and the assessment of the different operating strategies of a hybrid power-train consisting of a spark ignited engine, an electric machine, a flywheel as short time energy storage device and a continuously variable transmission (CVT) with an enhanced gear ratio range – the ETH Hybrid III power-train. The interest is focused in particular to the comparison of the operation on fuel versus operation on electricity.

The models for describing the dynamics and efficiency of the power-train has been extended in the field of battery modeling. The model is proofed by measurements on a battery module. The dynamics and the fuel consumption are simulated and compared to the measurements for the target vehicle (a Volkswagen Golf) and the realized test vehicle (based on the minivan from Volkswagen, a Sharan).

The use of primary energy and emissions of global warming gases are assessed (life cycle assessment) for the different operating strategies based on the target vehicle. The assessment is calculated for the operation of the vehicle over 100'000 km in 7 years for the operation on fuel and electricity. In the case of fuel operation the production chain for fuel and lubricants are included. In case of electrical operation different fuels for the production of electricity in Europe are assessed. Also the primary energy and emissions of gases involving the global warming are integrated for the batteries, needed to be replaced during the period of operation.

Comparing the primary energy used to operate the vehicle at constant speed, the duty cycle operation (DCO) of the ETH–Hybrid III is the most efficient mode except the electricity is generated exclusively by hydro power. Operating the engine in the throttled mode, also other electricity production processes can reduce the need of primary energy at very low speeds.

Concerning the emissions of gases related to the global warming, the electricity based on non fossil fuels like hydro power or nuclear are produc-

ing near 25% of the emissions of the DCO of the ETH–Hybrid III power-train. If the DCO is compared to the electricity based on fossil fuels, the DCO produces lower emissions than any type of production of the electricity. If the DCO is compared to the production of the load leveling of electricity production which is in general base on hard coal in Europe, the DCO saves over 55% of the global warming potential of the electricity production.

The life of the lead battery is shorter than the time of operation of the vehicle which leads to a replacement of the battery. The production of the battery influences significantly the need of primary energy and the emission of gases related to the global warming.

Based on the application of the improved part load operation of the DCO for fueled driving, the operation on electricity can be recommended only for local air quality improvements. As a consequence a power-train including flywheel, and a CVT has been simulated without electrical part. A possible fuel consumption reduction of 50% can be found. Further improvements can be achieved by applying newest engine technology. Highest efficiency can be achieved by using a fuel cell if attention is put to the design of the auxiliaries and if the fuel is based on renewables.

1 Einführung

1.1 Einleitung

Die individuelle Mobilität ist eine treibende Kraft unserer Gesellschaft und hat in diesem Jahrhundert eine stürmische Entwicklung erlebt. Dies führt zu einer zunehmenden Belastung von Mensch und Umwelt. Da heute und wahrscheinlich auch in Zukunft das Bedürfnis nach Mobilität vorhanden ist und bleiben wird, gilt es, die negativen Begleiterscheinungen zu eliminieren oder zu minimieren, unabhängig davon, ob es sich um individuelle Mobilität oder um Güterverkehr handelt.

Die Anstrengungen zur Reduktion der negativen Einflüsse können in drei Hauptbereiche eingeteilt werden:

a) Optimierung am Fahrzeug mit dem Ziel, den Verbrauch und die Emissionen des einzelnen Fahrzeuges zu reduzieren. Im Zentrum der Bemühungen stehen die Steigerung des Antriebswirkungsgrades, die Reduktion von Luft- und Rollwiderstand sowie die Massenreduktion. Die wachsenden Kundenwünsche bilden eine Rahmenbedingung für das Fahrzeug. Der wettbewerbsorientierte Markt erzeugt zudem einen grossen Druck auf der Kostenseite, so dass möglichst viele Verbesserungen kostenneutral sein sollten.

b) Qualitätsverbesserung der verfügbaren Treibstoffe, um in den Antriebsaggregaten bessere Umsetzungswirkungsgrade, vorallem aber reduzierte Emissionen, zu erzielen (Reformulated Gasoline oder Diesel mit reduziertem Schwefelgehalt). Die Einführung weiterer Treibstoffe wie Compressed Natural Gas CNG, Methanol oder Dimethylether DME kann hier ebenfalls angeführt werden. Mit diesen "clean fuels", die potentiell durch Nutzung erneuerbarer Primärenergien hergestellt werden können, gelingt es, durch die Führung des Verbrennungsprozesses die Emissionen deutlich zu reduzieren.

c) Verbessertes Zusammenspiel zwischen den verschiedenen Verkehrsträgern, um die Gesamtkapazität der Systeme zu erhöhen. Im Personenverkehr muss das Zusammenwirken von Individualverkehr und Massentransportmitteln (Park & Ride oder Car Pooling usw.) verbessert werden. Mit der Nutzung der Vorteile der einzelnen Transportsysteme kann die Kapazitätsauslastung optimiert werden. Durch den Einsatz von Verkehrsleitsystemen und Routenplanern wird der Versuch unternommen den Verkehrsfluss zu optimieren, um Emissionen und Treibstoffverbrauch in Staus zu minimieren (Intelligent Transport Systems ITS). Pilotversuche z.B. in Turin, wo das Zusammenwirken verschiedener oben genannter ITS Massnahmen kombiniert worden sind, reduzierten sich die Transportzeiten bis zu 20% [11]. Im Güterverkehr wird ebenfalls versucht, durch die Kombination unterschiedlicher Transportsysteme (Ferntransport LKW, Bahn, Containertransporten und Feinverteilung) eine gewinnoptimale Transportleistung zu erbringen. Um diese Systeme auch umweltverträglich zu gestalten, braucht es die Steigerung der Leistungsfähigkeit der ökologisch sinnvollen Transportträger (zeitlich und kapazitätsmässig), eine verursachergerechte Kostenverteilung (inklusiv externen Kosten) und die Vermeidung unnötiger Leerfahrten.

Bei den Emissionen (CO, NO_x, Partikel und NMHC[1]) werden in den nächsten Jahren sowohl in den USA mit dem Ultra-Low-Emissions-Vehicle-Standard (ULEV) wie auch in Europa mit den Euro-III und Euro-IV Grenzwerten gesetzliche Vorschriften in Kraft gesetzt, die den Emissionsausstoss der Personenwagen auf einem sehr tiefen Niveau verlangen. Damit wird der Einfluss des Personenwagenverkehrs auf die Luftqualität auf einige Jahre hinaus reduziert [10].

Bei den heutigen Preisen der fossilen Treibstoffe ist der marktwirtschaftliche Anreiz zu verbrauchsarmen Automobilen sehr gering. Zudem spürt der einzelne Kunde direkt sehr wenig von einem reduzierten CO_2-Ausstoss. So bedarf es zusätzlicher legislativer Massnahmen, weil der mögliche Minderaufwand an Treibstoffkosten marktwirtschaftlich zu klein ist oder vielmehr

1.NMHC sind Non Methan Hydrocarbons und umfassen alle HC-Emissionen ausser Methan.

durch den technischen Mehraufwand bei der Fahrzeugherstellung wieder aufgezehrt wird. Eine sinnvolle staatliche Massnahme ist die Förderung zukunftsorientierter Forschungsprogramme wie - PNGV-Initiative (Partnership for New Generation Vehicle) [21] in den USA oder "Car of Tomorrow" [3] in der EU - die effizientere und emissionsreduzierte Fahrzeuge aktiv fördern.

In dieser Arbeit werden ein verbesserter Antriebswirkungsgrad und eine beschränkte Zero-Emission-Reichweite kombiniert und dargestellt. Die Ansätze unter Abschnitt c) werden dabei nicht berücksichtigt. Zudem soll von einer heute üblichen Energieform– Benzin – ausgegangen werden, die teilweise durch Elektrizität ersetzt werden kann.

Bei der Evaluation der anzuwendenden Antriebsysteme zur Erhöhung des Antriebswirkungsgrades werden sowohl in den USA als auch in Europa Hybridantriebskonzepte regelmässig miteinbezogen. Ein solches Hybridkonzept ist Gegenstand der vorliegenden Untersuchung.

1.2 Stand der Hybridantriebstechnik im Personenwagenbereich

Es folgt ein kurzer Überblick über einige Hybridantriebskonzepte, die in den letzten Jahren für Personenwagen entwickelt oder vorgeschlagen worden sind.

Das Zusammenfügen zweier Antriebsaggregate in einem Hybridantrieb - in der Folge jeweils ein Verbrennungsmotor und eine Elektromaschine - ermöglicht eine Verbrauchs- und/oder Emissionsminimierung des Fahrzeuges durch die Kombination der Vorteile dieser Systeme. In der Literatur sind auch andere Definitionen von Hybridantrieben zu finden [48],[86], die hier nicht berücksichtigt werden. Mit der Vielfalt der Kombinationsmöglichkeiten können unterschiedliche Systemeigenschaften gezielt realisiert werden.

Hybridantriebe bieten gegenüber den heutigen Personenwagenantrieben zwei entscheidende Vorteile. Einerseits kann der Verbrennungsmotor oder die Elektromaschine teilweise vom Fahrzustand des Fahrzeuges entkoppelt betrieben werden, andererseits besteht die Möglichkeit zwischen den beiden Energiespeichern (Treibstoff oder elektrische Energie), welcher die Antriebsenergie liefern soll, zu wählen. Dadurch erhöht sich der Freiheitsgrad der Betriebsstrategie, der zur Reduktion von Verbrauch oder/und Emissionen genutzt werden kann.

Eine spezifische Anwendung ergibt sich aus der Möglichkeit, das Fahrzeug über eine beschränkte Strecke "lokal" emissionsfrei betreiben zu können. Eine weitere Anwendung ist die Kombination zweier Antriebsaggregate zur ausschliesslichen Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Antriebsstranges.

Die Suche nach einem optimalen Hybridantrieb wird stark durch die anzustrebende Nutzung definiert. Als Ziele von Hybridantriebsentwicklungen sind Verbrauchsverbesserung, Emissionsreduktion, Leistungssteigerung oder die Kombination der oben genannten denkbar. Wichtige Randbedingungen sind das Potential der Wirkungsgradverbesserung des Verbrennungs- und Elektromotors, die Energieumwandlungsverluste aus der Verwendung unterschiedlicher Energiespeicherungen, die Wahl der Antriebsanordnung (Getriebewirkungsgrad) oder die Erhöhung der Fahrzeugmasse, die zu einer Steigerung des Energieaufwandes führt.

Zu den Nachteilen von Hybridantrieben zählt die zusätzliche Masse. Man kann sich allenfalls einen Antriebsstrang mit zwei Motoren in der gleichen Massengrössenordnung wie ein konventioneller Antriebsstrang vorstellen, so erhöhen sicher die erforderlichen Energiespeicher (Batterie, Schwungrad, Superkondensator) das Fahrzeuggewicht. Weiter müssen folgende Nachteile ist beachtet werden. Die erhöhte Komplexität des Antriebsstranges kann zu vermehrtem Unterhalt oder zu reduzierter Verfügbarkeit des Gesamtsystems führen. Nachteilig wirken sich sicher die höheren Kosten eines solchen Antriebsstranges aus. Dies könnte durch eine marktbeeinflussende Gesetzgebung gemildert werden.

1.2.1 Klassifizierung von Hybridantrieben

Zur Klassifizierung von Hybridantrieben werden vornehmlich zweier Verfahren angewendet. Einerseits erfolgt die Einteilung anhand des Verknüpfungspunktes der beiden Energieflüsse. Andererseits bildet das Verhältnis der Nennleistungen der Leistungsquellen die Grundlage für die Charakterisierung [7].

Klassifizierung gemäss Energieflussverknüpfung

Bei den Hybridantrieben kann der Leistungsfluss der Antriebsquellen unterschiedlich zusammengeführt werden. Die Kombination der Leistungsflüsse kann im Falle von mechanischer Energie über das Getriebe oder über die Strasse erfolgen. Für die Kombination von elektrischer Energie wird für beide Antriebe eine weitere Wandlung bis zur Nutzenergie notwendig.

Bei *Parallelhybridantrieben* liefern Verbrennungs- und Elektromotor mechanische Leistung, die als Nutzenergie über das Getriebe an die Räder fliesst. Jeder Antrieb kann unabhängig die Nutzenergie ans Fahrzeug liefern (Bild 1.2.1).

In der *seriellen Konfiguration* wird die Leistung des Verbrennungsmotors in Elektrizität d.h. in eine Zwischenform umgewandelt, und kann so in der Batterie gespeichert oder ans Fahrzeug geliefert werden. Die Nutzenergie wird mittels einer weiteren Wandlung erzeugt. Der Verbrennungsmotor kann beim seriellen Hybridantrieb das Fahrzeug nicht ohne Elektromotor antreiben. Die Verwendung einer Zwischenenergieform ermöglicht eine vollständige Entkoppelung des Betriebspunktes des Verbrennungsmotors vom Fahrzustand des Fahrzeuges. Denkbar sind auch Hybridkonzepte, die über eine hydraulische Energieübertragung verfügen. Sie werden hier aber nicht weiter berücksichtigt.

Der *Zweiwellenhybridantrieb* kombiniert die mechanische Leistung der beiden Antriebszweige auf der Strasse. Dieses Konzept verfügt für beide Motoren über eine separate Kraftübertragung. Wird die Fahrbahn als Teil des Systems betrachtet, stellt diese Anordnung einen Parallelhybridantrieb

dar, da die Kombination der beiden Antriebsstränge auf der Stufe der Nutzenergie stattfindet. Bei den üblicherweise angenommenen Systemgrenzen des Fahrzeuges ist dies allerdings eine Kombination zweier separater Antriebe. Die Verteilung der Leistungen auf unterschiedliche Achsen stellt hohe Anforderungen an das Lastmanagement.

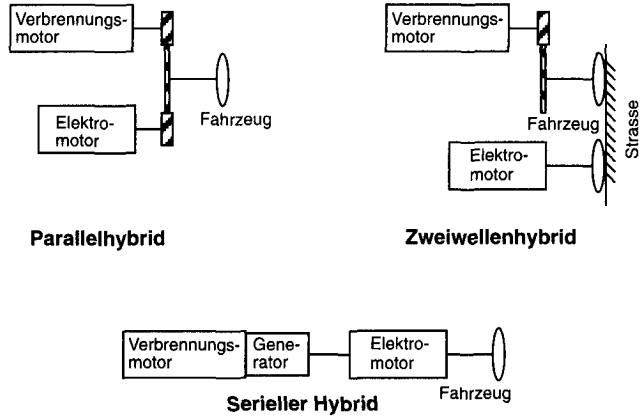


Bild 1.2.1: Mögliche Hybridkonfigurationen.

Klassifizierung nach Nennleistungsverhältnis

Diese anwendungsorientierte Klassifizierung wird in [23] vorgeschlagen. Dabei sind aus dem Verhältnis der Nennleistungen der beiden Motoren Rückschlüsse auf den Einsatzzweck des Fahrzeuges durchaus möglich.

Bei einem *Range-Extender* überwiegt die Nennleistung der elektrischen Maschine derjenigen des Verbrennungsmotors. Dieser dient, verbunden mit einem Generator, als netzunabhängige Ladestation im Fahrzeug. Der Range-Extender ist ein serielles Hybridkonzept. Der Verbrennungsmotor verfügt über eine Nennleistung von ca. 10 - 20% der Gesamtleistung. Er wird zumeist genutzt, um die Batteriereichweite zu erhöhen. Der Verbrennungsmotor wird normalerweise in Abhängigkeit vom Batterieladezustand betrieben. Für einen regulären Fahrbetrieb ohne Speisung ab Batterie ist der Verbrennungsmotor nicht ausgelegt; ein eingeschränkter Betrieb ist aber bei leerer Batterie denkbar (limp home).

Der *Dual-Mode Hybrid* verfügt über einen Elektromotor und einen etwa gleichstarken Verbrennungsmotor. Beide reichen je aus, um eine genügend starke Antriebsleistung für das Fahrzeug zur Verfügung zu stellen, so dass dieses kein Verkehrshindernis im Agglomerationsverkehr darstellt. Für Spitzenleistungen sind jeweils beide Aggregate zu kombinieren. In der Regel findet die Verknüpfung der beiden Antriebsquellen auf der Stufe der Nutzenergie statt.

Beim *Power-Assist Hybrid* verfügt der Verbrennungsmotor über eine wesentlich grössere Nennleistung als der Elektromotor. Dieser wird vor allem für die Durchquerung von lokal emissionsfreien Zonen – denkbar sind Innenstädte – eingesetzt. Dieses Konzept nutzt die Fähigkeit der Überlastbarkeit vieler Elektromotoren im Sekunden- bis Minutenbereich aus, die somit kurzzeitig grössere elektrische Leistungen als im Dauerbetrieb zur Verfügung stellen können.

Neben den oben beschriebenen Klassierungen werden die Hybridantriebe auch dadurch unterschieden, ob sie die elektrische Energie vom Netz beziehen oder an Bord des Fahrzeuges erzeugen. Im zweiten Fall spricht man vom "autarken" Hybrid. Ein autarker Hybridantrieb ist vor allem dann interessant, wenn der Energiespeicher nur zur Optimierung des Wirkungsgrades des Antriebes eingesetzt wird und nicht primär zur Erzielung einer lokal emissionsfreien Reichweite herangezogen wird.

1.2.2 Realisierte Konzepte

In diesem Abschnitt werden verschiedene realisierte Hybridantriebe vorgestellt. Dabei handelt es sich aber keineswegs um einen vollständigen Überblick. Die Bandbreite und die Zahl der realisierten oder vorgeschlagenen Konzepte würde den Umfang dieser Arbeit sprengen. Die Hauptdaten der verschiedenen Konzepte sind in Tabelle 1.3.1 zusammengefasst.

Parallelhybridkonzepte

Seit Herbst 1997 sind die ersten kommerziellen Hybridantriebe von Audi (Audi duo) und von Toyota (Prius) angekündigt und inzwischen, zumindest als Kleinserien in Deutschland und Japan, verfügbar, wobei die Preise kaum kostendeckend sein dürften. Beide Konzepte sind Parallelhybride.

Power-Assist: Das Audi-Konzept (Audi duo) basiert auf einem Audi A4 Avant und umfasst einen direkteingespritzten Dieselmotor (1.9 l TDI, mit 66 kW Leistung), einen permanent erregten Synchronmotor (21 kW, kurzzeitig bis 32 kW überlastbar) und ein handgeschaltetes Getriebe mit automatisiertem Kupplungsmanagement. Es wird eine Blei-Vlies-Batterie (264 V und 10 kWh) verwendet [51, 64] (vgl. Bild 1.2.2). Die Elektromaschine wird im Hybridbetrieb als Schwachlastersatz für den Verbrennungsmotor verwendet, womit der wirkungsgradungünstige Teillastbetrieb des Verbrennungsmotors eliminiert werden kann. Mit der Elektromaschine kann auch kinetische Energie des Fahrzeuges (Bremsenergie) in die Batterie rekuperiert werden. Wahlweise kann auch rein elektrisch (< 80 km/h) oder ausschliesslich mit dem Verbrennungsmotor gefahren werden.

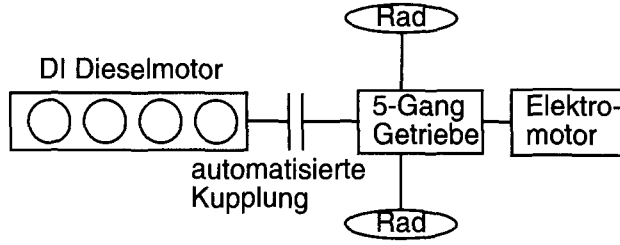


Bild 1.2.2: Funktionsschema des Audi Duo Parallelhybridantriebs.

Dual-Mode Hybrid: Ein typisches Dual-Mode Konzept stellt der parallele Hybridantrieb von Ford und der IKA Aachen dar. In einen Ford Turnier wurde ein 3-Zylinder 1.2 l Zweitakt-Ottomotor (50 kW Nennleistung) zusammen mit einem Asynchronmotor (20 kW Dauer- und 40 kW Spitzenleistung) eingebaut. Das Fahrzeug wird über ein 4 Gang-Automatikgetriebe angetrieben [8, 9] (vgl. Bild 1.2.3). Beide Motoren haben genügend Leistung, um das Fahrzeug bei reduzierter Leistungsanforderung anzutreiben.

Im Hybridbetrieb wird in der Ebene bis 65 km/h elektrisch gefahren, sofern der Fahrwunsch nicht oberhalb der Höchstleistung der Elektromaschine liegt (entspricht städtischem Zentrumsverkehr). Oberhalb 65 km/h wird prinzipiell mit dem Verbrennungsmotor gefahren. Bei Spitzenleistungsbedarf liefern beide Antriebsaggregate Leistungsanteile.

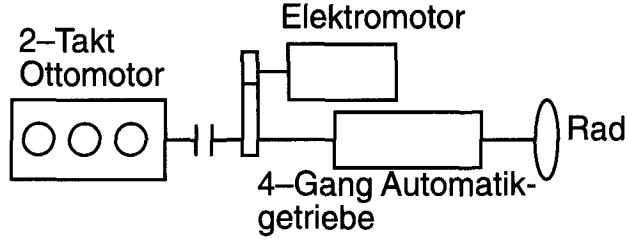


Bild 1.2.3: Schema des Ford-IKA Parallelhybridkonzeptes.

Zwei weitere Parallelhybridkonzepte sollen auch vor Augen führen, wie schwierig diese Einteilung ist und wie fliessend die Übergänge bei den sehr unterschiedlichen Hybridkonzepten sein können.

Autarker Hybrid: Der Prius von Toyota wurde zur Serienreife entwikkelt. In diesem Hybridkonzept wird ein direkteingespritzter Benzinmotor (1.5 l Hubraum mit 43 kW), ein Planetengetriebe als stufenlose Übersetzungseinheit mit der Möglichkeit einer elektrischen Leistungsverzweigung, d.h. mit getrenntem Generator (44 kW) und dem Antriebsmotor/-Rekuperator (permanent erregte Synchronmaschine mit 30 kW) und als Energiespeicher eine Nickelmetall-Hydrid-Batterie eingesetzt [5, 94] (vgl. Bild 1.2.4). Dabei ist der Generator mit dem Sonnenrad des Planetensatzes verbunden. Der Benzinmotor ist mit dem Planetenträger verbunden und der Antriebsmotor mit dem Sternenrad. Mit dem Drehzahlverhältnis der drei Motoren und dem Stützmoment kann der Leistungsfluss zwischen den Antriebseinheiten stufenlos verteilt werden. Zu bedenken ist bei diesem Konzept, dass ohne den elektrischen Leistungspfad kein stufenloses Getriebe zur Verfügung steht.

Diese Anordnung kann sowohl in einer parallelen wie auch in einer seriellen Anordnung betrieben werden. Generator und Elektromotor dienen zur

Variation der Drehzahl und zur Steuerung der Leistungsverzweigung. Dadurch ist dieses Konzept nicht mehr eindeutig als paralleler oder serieller Hybridantrieb zu klassifizieren. Sicher ist es kein Dual-Mode Hybrid, obwohl die Motoreinheiten annähernd gleich stark sind. Die Batteriekapazität mit 1.8 kWh ist für einen rein elektrischen Betrieb bei städtischen Verkehrsverhältnissen viel zu klein. Dementsprechend wird der Prius nur bei Geschwindigkeiten < 20 km/h rein elektrisch betrieben, sofern dies der Ladezustand der Batterie erlaubt. Die Batterie wird ausschliesslich über die Bremsenergierekuperation oder den Generator geladen und verfügt nicht über ein Netzladegerät.

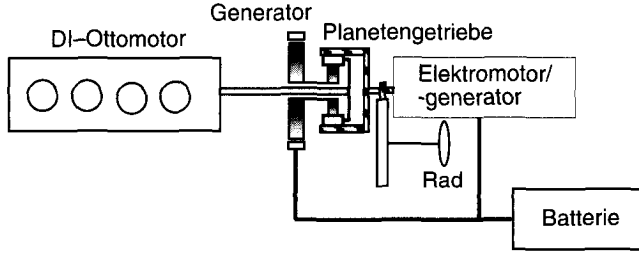


Bild 1.2.4: Schema des Toyota Prius Hybridkonzeptes.

ESORO Twin-Trak: Der Twin-Trak ist ein weiteres paralleles Hybridkonzept, das sich nicht unbedingt in das übliche Klassifikationsschema einzuordnen lässt. Der Zweizylinder Ottomotor ist mit dem Elektromotor auf derselben Welle angeordnet [40]. Beide Motoren sind mit dem Fahrzeug über eine einzige Reduktionsstufe verbunden. Das Fahrzeug ist nur mittels Elektromotor aus dem Stillstand zu bewegen (das Anfahrdrehmoment des E-Motors erlaubt diese Strategie). Der Verbrennungsmotor wird erst ab Geschwindigkeiten über 60 km/h zugeschaltet und kann den oberen Leistungsbereich abdecken Bild 1.2.5.

Durch die mangelnde Startmöglichkeit mit dem Verbrennungsmotor ist man geneigt, den Antrieb in die Klasse der seriellen Hybride einzureihen. Dem widerspricht aber die direkte mechanische Anbindung beider Motoren an das Reduktionsgetriebe. Die Konfiguration eines Parallelhybrides ist somit nur in einem begrenzten Betriebsfenster gegeben.

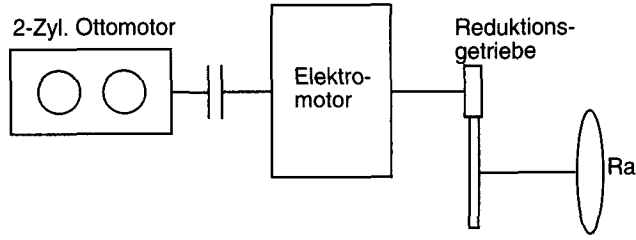


Bild 1.2.5: Schema des ESORO Twin Trak Parallelhybridantriebes.

Alle hier vorgestellten Konzepte zielen auf die Reduktion des Treibstoffverbrauches bei Einhaltung bestehender Emissionsvorschriften. Die Möglichkeit einer Verbrauchsverschiebung von fossilen Treibstoffen hin zu Strom führt zur Frage der Bewertung der unterschiedlichen Energieformen. Für die Gesamtbeurteilung des Energieverbrauchs muss bei allen verwendeten Energien die Energiekette inklusive der vorgelagerten Prozessstufen mitberücksichtigt werden. Weitere ausgeführte Varianten von Parallelhybriden sind in [15] zu finden.

In den letzten Jahren wurde an der ETH Zürich neben den beschriebenen parallelen Hybridkonzepten innerhalb eines interdisziplinären Projektes ein Parallelhybridantriebskonzept – der ETH-Hybrid III Antrieb – realisiert. Als wesentlicher Teil dieser Arbeit wird in den folgenden Kapiteln die Funktionsweise des gewählten Konzeptes und die damit erzielbare Steigerung des Antriebswirkungsgrades aufgezeigt.

Serielle Hybridkonzepte

An die mögliche Auftrennung zwischen Leistungserzeugung und Leistungsbedarf bei seriellen Hybridkonzepten werden vor allem die Erwartung eines tiefen Emissionsniveaus geknüpft. Der Verbrennungsmotor kann – getrennt vom Leistungsbedarf des Fahrzeuges – bei emissionsminimierten und/oder verbrauchsoptimierten Bedingungen betrieben werden, sofern ein elektrischer Speicher zur Verfügung steht. Diese Entflechtung ermöglicht den Einsatz von Antriebskonzepten, die bis anhin am Ansprechverhalten für Personenwagen gescheitert sind (z.B. Gasturbine) [79, 80]. Serielle Hybrid-

konzepte sind vielfach mit einer grossen Batteriekapazität ausgerüstet, um eine grössere Reichweite bei rein elektrischem Betrieb zu garantieren oder mit längeren Zyklenzeiten einen effizienten Betrieb der Aggregate zu ermöglichen. Diese Batteriekapazität verursacht aber Zusatzmasse und allenfalls Mehrkosten. Serielle Hybridkonzepte mit dieser Strategie sind bis heute kommerziell erfolglos geblieben.

Anstelle einer zentralen elektrischen Antriebsmaschine mit Getriebe gibt es auch die Möglichkeit, Radnabenmotoren einzusetzen. Die Motorenwahl entscheidet über allfällig notwendige Reduziergetriebe (z.B. ist im FREEDOM-Konzept von General Motors [79] diese Idee verwirklicht). Als Nachteil dieser dezentralen Anordnung ist die Erhöhung der ungefederten Massen zu nennen.

Range-Extender: Das von Volvo vorgestellte serielle Hybridkonzept beinhaltet eine Gasturbine (40 kW Nennleistung bei 90000 min^{-1})gekoppelt mit einem schnelldrehenden Generator als thermischen Antrieb. Auf der Abtriebsseite wird ein Asynchronmotor (mit 45 kW Nennleistung und 70 kW Spitzenleistung), welcher mit einem Zwei-Gang-Automatikgetriebe gekoppelt ist, eingesetzt [80]. Als Energiespeicher wird eine NiCd-Batterie (120 V und 16.8 kWh) verwendet (Bild 1.2.6). Die Laufzeit der Gasturbine wird mit Einbezug des Batterieladewirkungsgrades optimiert.

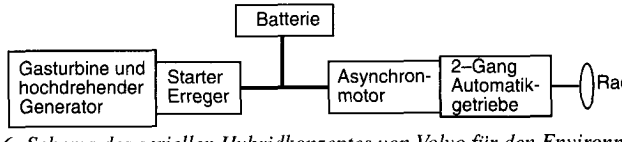


Bild 1.2.6: Schema des seriellen Hybridkonzeptes von Volvo für den Environmental Concept Car.

Kleinspeicherhybrid: Ein serielles Konzept von Mercedes kombiniert einen Ottomotor (100 kW Nennleistung) mit einem Generator. Auf der Abtriebsseite erfolgt die Leistungsweitergabe mittels einem Asynchronmotor und einem Schaltgetriebe. Der elektrische Zwischenspeicher wird relativ klein gewählt und kann als Batterie oder hochdrehendes Schwungrad im Vakuum gewählt werden [27]. Die Betriebsstrategie hat zum Ziel, den Verbrennungsmotor dem Leistungsbedarf des Fahrzeuges derart nachzuführen,

dass die Abweichungen von einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis minimiert werden und somit die Konvertierungsrate des Drei-Wege-Katalysators optimal bleibt. Durch die bedarfsorientierte Nachführung des Betriebspunktes des Verbrennungsmotors wird die aus einem Speicher zu deckende Energie deutlich reduziert. Eine erhebliche Verbrauchsverbesserung im Stadtverkehr ist erzielbar (ca. 17% im ECE-Stadtzyklus). Bei hohem kontinuierlichem Leistungsbedarf verursacht die doppelte Energiewandlung gegenüber dem Referenzkonzept einen Mehrverbrauch. Bei konstant 120 km/h beläuft sich der Mehrverbrauch auf ca. 15%. Über den neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) gemittelt verbleibt eine Verbrauchsverbesserung von unterhalb 5%.

1.3 Zielsetzung der vorliegenden Arbeit

Hybridantriebe bieten eine Möglichkeit zur Steigerung des Antriebswirkungsgrades. Dabei darf nicht ausser acht gelassen werden, dass mit der Erhöhung der Komplexität auch die Masse des Antriebsstranges steigt. Mit der Verwendung von Elektrizität neben einem flüssigen Treibstoff stellt sich die Frage nach den relevanten Vergleichsgrössen der unterschiedlichen Energieformen.

In verschiedenen Arbeiten wurden die einzelnen Komponenten des ETH-Hybrid III entwickelt und optimiert. Dies gilt für die Motorsteuerung des Benzinmotors [53], die Kombination von Schwungrad und Verbrennungsmotor [19], die Konstruktion des stufenlosen Weitbereichsgetriebes und der Regelung des Kettenwandlers mit den Klauen- und Reibkupplungen [73], des Elektromotors [49, 87] und nicht zuletzt für den Wärmekreislauf. Bei der Auslegung der Fahrstrategie wurden die verschiedenen Betriebsarten mit Schwerpunkt auf dem verbrennungsmotorischen Betrieb simuliert, optimiert und verifiziert [91].

Eigenschaft	Einheit	Audi duo	Toyota Prius	Ford-IKA	Esoro Twin-Trak	ETH-Hybrid III	Volvo-ECC	Mercedes
Klassifizierung [a]	–	P; PA	P; A	P; D	P;	P; PA	S	S
Leermasse Vergleichsfahrzeug	kg	1245	–	1165	660[b]	1015	–	1350
Zusatzmasse/ Leermasse	kg	1710	1240	1230	+50	+350	1580	1758
Batteriegewicht	kg	320	75	140	230	145	350	255
Motortyp VM	–	Diesel TDI	Otto GDI	Otto 2-Takt	Otto 4-Takt	Otto 4-Takt	Gastur-bine	Otto 4-Takt
Leistung VM	kW	66	43	50	20	45	40	65
Totortyp EM	–	PS[c]	PS	Asyn[d]	Asyn	Asyn	Asyn	PS
Leistung EM	kW-Peak/ kW-Dauer	32/21	30/30	40/20	34/34	6/6	70/45	75/2x35
Batterieart	–	Blei-Vlies	NiMH	NiCd	NiCd	Blei-Vlies	NiCd	NiMH
Nennspannung	V	264	288	144	180	120	120	234
Batte. kapazität	kWh	10	1.8	5.6	9	4	16.8	8.9
Reichweite el.	km je Zyklus	50 ECE	–	30 ECE	70-100	24 ECE	85 FTP	–
Verbrauch el.	kWh/ 100km	16.2 ECE	–	24 ECE	14 ECE	12.8 ECE	15.8	–
Verbrauch Treibstoff (Referenz)	l/100km im NEFZ	5.4 D	–	7.4	–	8.9 B ECE	–	9.0 B
Verbrauch gemischt	l/100km + kWh/ 100km	3.6 D+8.1 NEFZ	3.6 B 10-15mode	4.2 B + 8 ECE-mix	2.2 +4.7 ECE-mix	4.77 B ECE	6.0 D FTP+H DS[e]	7.8-8.8B
Beschleunigung	s/km/h	16s; 0-100	17s; 0-100[f]	15s; 0-100	9s; 0-80	17s; 0-100[g]	13s; 0-100	14s; 0-100

a)P: Parallelhybrid; S: serieller Hybrid; A: autarker Hybrid; D: Dual-Mode; PA: Power-Assist
b)Als Elektrofahrzeug
c)permanent erregter Synchronmotor
d)Asynchronmaschine
e)ausgeglichene Ladungsbilanz der Batterie
f)simuliert
g)simuliert

Tabelle 1.3.1: Übersicht der Hauptdaten verschiedener Hybridkonzepte.

In der vorliegenden Arbeit werden der Benzinbetrieb und der Elektrobetrieb einander gegenübergestellt. Es wird der Frage nachgegangen, unter

welchen Betriebsbedingungen welche Energieform bevorzugt werden soll. Dabei sind die Randbedingungen zu untersuchen und zu gewichten, die eine Beurteilung des Gesamtantriebstranges beeinflussen. Davon abgeleitet werden Wege aufgezeichnet, wie die vorhandenen Stärken des realisierten Hybridantriebes weiterentwickelt werden könnten.

Kapitel 2 enthält das Konzept des ETH-Hybrid III. die Modelle zur Beschreibung der Dynamik und des Energieverbrauchs des Antriebsstranges werden in Kapitel 3 erläutert. In Kapitel 4 folgen die Simulationen in den verschiedenen Betriebsarten. Die Realisierung des Antriebes und dessen Integration in ein Versuchsfahrzeug werden in Kapitel 5 dargestellt. Im selben Kap. sind auch die Messergebnisse zu finden. In Kapitel 6 folgt ein Vergleich der Messergebnisse mit den Verbrauchssimulationen. Die gesamtenergetische Bewertung der Energieverbräuche wird in Kapitel 7 beschrieben.

1.4 Eigene Beiträge

Als Voraussetzung für einen Vergleich zwischen Simulation und Experiment erfolgte die Koordination der Realisierung des Antriebsystems ETH-Hybrid III. Nach der erfolgreichen Überprüfung des Benzinbetriebes auf dem dynamischen Prüfstand erfolgte die Integration des Antriebsstranges in einen Versuchsträger. Verbunden mit einer Anpassung des Antriebsstranges wurde die Fahrstrategie für den Elektrobetrieb implementiert.

Aufbauend auf den vorhanden Simulationsmodellen des Antriebsstranges wurde für die Blei-Vlies Batterie ein Modell entwickelt.

Für die energetische Gesamtbeurteilung der Betriebsphase wurde die Einflüsse der vorgelagerten Prozessketten der Energieträger und der wesentlichen Bauteile mit reduzierter Nutzungsdauer auf die Verhältnisse des ETH-Hybrid III Antriebsstranges angepasst und bewertet.

2 Konzept des ETH-Hybrid III Antriebsstranges

In diesem Kapitel werden die Zielsetzung, die Hauptideen und das Konzept des Forschungsantriebes ETH-Hybrid III dargestellt. Ausgehend von den einzelnen Komponenten wird die Struktur des Gesamtantriebsystems erläutert. Zusammen mit dem Konzept werden die verschiedenen Betriebsarten diskutiert, die notwendig sind, um einen verbrauchseffizienten Betrieb zu erzielen.

2.1 Zielsetzung und Rahmenbedingungen

Bei der Konzeption des ETH-Hybrid III wird der Gedanke verfolgt, mit der heutigen Technik das Wirkungsgradpotential der Antriebstechnik auszuloten und darzustellen. Gleichzeitig sollte die Möglichkeit vorhanden sein, mit beschränkter Reichweite lokal emissionsfrei fahren zu können. Neuartige Komponenten sind zu entwickeln, zu realisieren und deren Verbrauchsverbesserungspotential abzuschätzen. Studenten sind nach Möglichkeit einzubinden, so dass sie ihr Wissen an aktuellen und relevanten Fragestellungen anzuwenden lernen. Die ETH bildet für dieses Projekt einen idealen Rahmen, sind doch die meisten erforderlichen Disziplinen an verschiedenen Lehrstühlen vertreten.

Erste Untersuchungen wurden ab 1986 durchgeführt, die 1989 zur Bildung eines interdisziplinären Projektteams an der ETH Zürich führten. Mitglieder von sieben Instituten der ETH Zürich und der TU München unter der Leitung des Laboratoriums für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik nahmen die Realisierung des ETH-Hybrid III Antriebes in Angriff. Stand des Wissens und das Grundprinzip dieses Antriebes werden erstmals in [37] und [36] beschrieben. Das Antriebskonzept ist für einen

Personenwagen der Kompaktklasse ausgelegt (z.B. Volkswagen Golf III), der fünf Personen Platz bietet und ein vollwertiges Fahrzeug darstellt.

2.2 Hauptideen

Drei Hauptideen werden im Antriebskonzept umgesetzt. Es handelt sich a) um die effiziente Erzeugung mechanischer Energie, b) deren optimale Nutzung und c) die Minimierung der Energie, die für den Betrieb der Nebenaggregate des Antriebes erforderlich sind.

Die effiziente Erzeugung von mechanischer Energie führt zur Idee, den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors (VM) oder der Elektromaschine (EM) weitgehend vom Betriebszustand des Fahrzeuges zu entkoppeln. Der Freiheitsgrad wird genutzt, um den Betriebspunkt des VM oder der EM in einen wirkungsgradgünstigeren Bereich zu verschieben. Um diese Forderung zu erfüllen, bedarf es eines stufenlosen Elementes zwischen den Rädern und den Antriebsquellen. Dieses Element kann mechanisch als stufenloses Getriebe ausgebildet sein oder elektrisch über eine Energiewandlung erfolgen.

Um die erzeugte mechanische Energie optimal zu nutzen, wird die kinetische Energie des Fahrzeuges beim Abbremsen rekuperiert. Dies ist vor allem bei städtischer Fahrweise mit hohen Beschleunigungs- und Verzögerungsanteilen sinnvoll. Da über die Hälfte aller Fahrten kürzer als 30 km sind, ist dieses Potential nicht zu unterschätzen.

Der Leistungsbedarf der Nebenaggregate beeinflusst besonders im Schwachlastbetrieb den Verbrauch erheblich. Durch eine konsequent bedarfsorientierte Auslegung sowie Steuerung, bzw. Regelung der Hilfsantriebe wird versucht, den Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstranges gezielt im Niedrigleistungsbereich zu erhöhen.

2.3 Aufbau des Antriebes

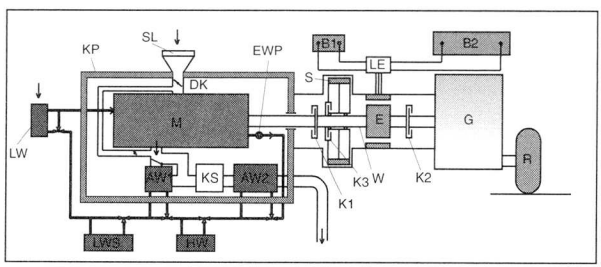
2.3.1 Anordnung der Antriebskomponenten

Der schematische Aufbau des Antriebes ist aus Bild 2.3.1 ersichtlich. Der 4-Zylinder Ottomotor mit 1.3 Liter Hubraum und 53 kW Nennleistung bildet den Hauptantrieb des parallelen Hybridantriebes. Es handelt sich um denselben Motor wie er im Vergleichsfahrzeug eingesetzt wird. Die Motorleistung wird über die erste von drei Reibkupplungen (K1) an die Zwischenwelle abgegeben. Fest verbunden mit dieser Zwischenwelle ist die EM, die 6 kW motorische Leistung ans Fahrzeug abgeben kann. Alternativ kann die EM im generatorischen Betrieb das Bordnetz versorgen oder eine Leistung bis 16 kW in die Batterie und auf den ohmschen Leistungswiderstand zurückspeisen. Über die Reibkupplung K3 kann das in Umgebungsluft drehende Schwungrad als Kurzzeitenergiespeicher mit der Zwischenwelle verbunden werden. Um das Schwungrad als Kurzzeitspeicher nutzen zu können, bedarf es eines stufenlosen Getriebes, das über die Kupplung K2 mit dem Antrieb verbunden werden kann. Das vorgesehene stufenlose i^2-Getriebe (i^2-CVT) mit einer Weitbereichsspreizung von 20.5 gestattet eine weitgehende Drehzahlentkoppelung zwischen Fahrzeug und Antriebsstrang und ermöglicht eine Bremsenergierekuperation bis zu niedrigen Geschwindigkeiten.

Die Hybrideinheit umfasst die Reibkupplungen K1 - K3, die Zwischenwelle, die EM und das Schwungrad. Mit den Reibkupplungen können die Energieflüsse zwischen den mechanischen Leistungsquellen, Energiespeichern und Senken beeinflusst werden.

Die EM wird über einen Wechselrichter angesteuert und geregelt. Die Fahrbatterie ist für eine elektrische Reichweite von 25 - 30 km ausgelegt, was für die Durchquerung einer europäischen Innenstadt ausreichend ist [70].

Mit dem Wärmemanagement wird einerseits versucht, den Drei-Wege-Katalysator oberhalb seiner Aktivierungstemperatur zu halten und andererseits die Kreisläufe für Kühlwasser, Motorenöl und Hydrauliköl abhängig vom Betriebspunkt zu optimieren. Als Abwärmequellen werden der VM, die EM und das Getriebe genutzt. Zur Wärmespeicherung werden zwei Latentwärmespeicher verwendet. Der erste Speicher wird im Kühlwasser- und Ölkreislauf zur Reduktion der Warmlaufzeiten eingesetzt. Der zweite Latentwärmespeicher dient zur verzögerten Auskühlung des Katalysators (in Bild 2.3.1 als Teil des Drei-Weg-Katalysators implizit dargestellt).



AW1	Abgaswärmetauscher 1	G	Stufenloses Getriebe	LWS	Latentwärmespeicher Wasser
AW2	Abgaswärmetauscher 2	HW	Anschluss Wagenheizung	M	Verbrennungsmotor
B1	Bordnetzbatterie	K	Kupplungen	R	Antriebsräder
B2	Fahrbatterie (ausbaubar)	KP	Wärme- und Lärmkapsel	S	Schwungrad
DK	Drosselklappe	KS	Dreiwegkatalysator	SL	Schalldämpfer-Luftfilter
E	Elektromotor/Generator	LE	Leistungselekronik	W	Zwischenwelle
EWP	Elektr. Wasserpumpe	LW	Luftwasserkühler		

Bild 2.3.1: Schema des ETH-Hybrid III Antriebsstranges.

Mit einer Funktionsoptimierung der Hilfsaggregate ist die erforderliche Hilfsenergie zu minimieren. Dies gilt für die hydraulischen Hilfsaggregate, die für den Betrieb des CVT erforderlich sind, wie auch für die elektrischen Verbraucher des Antriebes (Aktuatoren, Lüftermotor etc.). In dieser Arbeit liegt die Systemgrenze beim Antriebsstrang mit seinen erforderlichen Hilfsantrieben. Die Aspekte der weiteren Hilfsantriebe im Fahrzeug übersteigen den Rahmen dieses Projektes.

Mit einer Schallkapselung des VM können sowohl die Aufwärmzeiten minimiert, als auch die Schallemission der ungewohnten Betriebsweise (Taktbetrieb bei Vollast) gedämpft werden.

2.3.2 Zielwerte

Die berechneten Zielwerte dieses Antriebsstranges auf dem Basisfahrzeug aufbauend(Volkswagen Golf III), sind in Tabelle 2.3.1 dargestellt.

Fahrzeug		VW Golf III	Hybrid III
Luftwiderstand (c_w*A)	m^2	0.7	0.7
Rollwiderstand (c_r)	-	0.01	0.01
Leergewicht	kg	1030	1360
Batteriemasse (25-30km Reichweite)	kg	-	80 (NiMH)
Nennleistung Benzin/Elektromotor	kW/kW	55/–	53/6
Verbrauch			
ECE-R15/04 (nur VM)	l/100 km	8.9	4.3
ECE-R15/04 (nur EM)	kWh/100 km	–	18
Konstantfahrt 90 km/h	l/100 km	5.5	5.1
Konstantfahrt 120 km/h	l/100 km	7.3	6.8

Tabelle 2.3.1: Zielwerte für den ETH-Hybrid III in einem Personenwagen.

Als vereinfachende Annahme wird, gestützt auf eine unveränderte Fahrzeugkontur und eine geringe Massenabhängigkeit des Rollreibungskoeffizienten, von unveränderten Roll- und Luftwiderstandsbeiwerten für beide Fahrzeuge ausgegangen. Das erhöhte Leergewicht wird durch die Integration des Elektroteils (Batterie und EM) und des Schwungrades verursacht. Trotz dieser Zusatzmasse wird eine Halbierung des Benzinverbrauches im Stadtverkehr angestrebt. Eine leicht reduzierte Höchstgeschwindigkeit ist infolge des Wirkungsgrades des stufenlosen Getriebes im Nennleistungspunkt sowie des Mehrgewichtes nicht zu vermeiden.

2.3.3 Betriebsarten

Die drei Reibkupplungen sind wie oben erwähnt die Stellelemente, mit denen der Leistungsfluss zwischen dem VM, der EM, den Energiespeichern

(Schwungrad und Batterie) sowie dem Fahrzeug vorgegeben werden kann. Diese mechanische Konfiguration der Komponenten bildet die Grundlage für die Betriebsarten des Antriebsstranges. Im Taktbetrieb und im Überlandbetrieb wird das Fahrzeug mit Benzin betrieben. Im Elektrobetrieb liefert die Batterie die gemittelte Antriebsleistung. Im Rekuperationsbetrieb kann maximal die Bremsleistung entweder elektrisch oder mechanisch zurückgespeist werden. Eine detaillierte Analyse und Darstellung der Betriebsarten für den Takt- und Überlandbetrieb ist in [91] zu finden.

2.3.3.1 Taktbetrieb

Der Taktbetrieb ermöglicht eine Wirkungsgradsteigerung des Betriebes des VM bei kleiner Leistungsanforderung gegenüber dem Drosselbetrieb. Solange der Leistungswunsch deutlich unterhalb der Vollastleistung des VM bei seiner minimalen Betriebsdrehzahl liegt, kann mit einer getakteten Betriebsweise des Motors eine gemittelte Betriebspunktverlagerung erzielt werden. Dieses Verfahren arbeitet analog der in der Elektrotechnik weit verbreiteten Puls-Breiten-Modulation und nutzt die Tatsache, dass der beste Wirkungsgrad des Ottomotors an seiner Vollast liegt - sofern er bei stöchiometrischem Gemisch und ohne Aufladung betrieben wird (minimale Drosselverluste). Das Schwungrad wird im Taktbetrieb als Kurzzeitenergiespeicher genutzt. Der VM wird mit Vollast betrieben, um das Schwungrad zu laden; während der Entladung steht der VM still.

Im Taktbetrieb ist das Schwungrad über die Reibkupplung K3 mit der Zwischenwelle stets verbunden (Bild 2.3.2). Für die Lade- und Entladephase des Schwungrades treten zwei unterschiedliche Konfigurationen des Antriebes auf:

- Fahrzeug mit Antrieb verbunden (Reibkupplung K2 zu)
- Fahrzeug mit Antrieb nicht verbunden (Reibkupplung K2 offen)

Bei geschlossener Reibkupplung K2 ist der VM während der Ladephase über die Kupplung K1 mit dem Antriebsstrang verbunden (Bild 2.3.2). Die Vollastleistung des VM liefert einerseits die gewünschte Antriebsleistung für das Fahrzeug, andererseits wird sie, falls erforderlich, zur Speisung des

Bordnetzes bereitgestellt. Die Überschussleistung beschleunigt das Schwungrad.

Bei geöffneter Reibkupplung K2 verändern sich die involvierten Trägheiten, nicht aber die prinzipielle Funktionsweise. Die Taktdauer verlängert sich und das Verhältnis zwischen Ladezeit und Entladezeit eines Taktes verschiebt sich deutlich, da nur noch die Generatorleistung und die Reibverluste der Hybrideinheit gedeckt werden müssen. Die Ladephase verkürzt sich, da die Motorleistung vorwiegend zur Beschleunigung des Schwungrades verwendet werden kann.

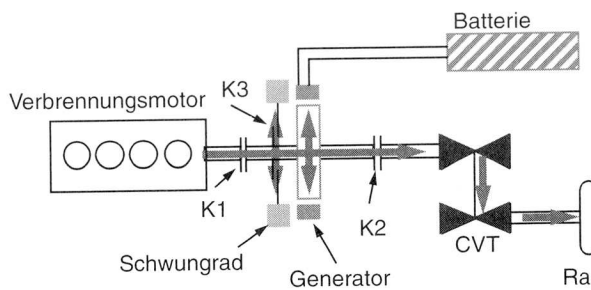


Bild 2.3.2: Leistungsfluss durch den Antriebsstrang im Taktbetrieb während der Ladephase des Schwungrades (Fahrzeug und Antrieb verbunden).

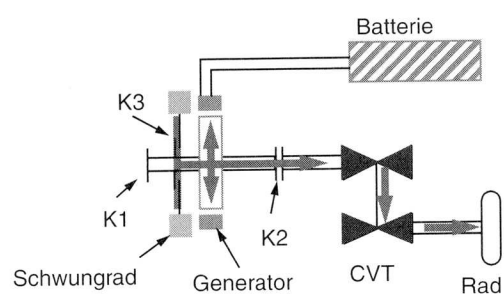


Bild 2.3.3: Leistungsfluss durch den Antriebsstrang im Taktbetrieb während der Entladung des Schwungrades (Fahrzeug und Antrieb verbunden).

Ein Leistungsfluss von und zum Schwungrad ist nur über eine Änderung der Schwungraddrehzahl zu erzielen, wie der Drallsatz für das Schwungrad zeigt (2.3.1).

$$P = -\theta_S \cdot \omega_S \cdot \frac{d\omega_S}{dt} \tag{2.3.1}$$

Folglich ist bei einem Schwungrad immer eine stufenlose Übersetzungskomponente für den Leistungstransfer zum Fahrzeug erforderlich.

2.3.3.2 Überlandbetrieb

Verlangt der Fahrer eine Leistung oberhalb der Vollastleistung bei minimaler Betriebsdrehzahl des VM (14 kW bei 1800 min^{-1}), wird die Motordrehzahl so angepasst, dass der VM die Anforderung bei Vollast erfüllt. Diese Leistungsregelung durch Drehzahlanpassung stellt den sogenannten Überlandbetrieb dar.

Im Überlandbetrieb wird das Schwungrad als parasitäre Trägheit abgekuppelt (K3 geöffnet) (Bild 2.3.4). Die direkte Kupplung von VM und CVT entspricht mit Ausnahme der Getriebespreizung der Anordnung in heute käuflichen Personenwagen mit stufenlosen Getrieben. Der VM wird falls möglich bei Vollast und somit bei bestmöglichen Wirkungsgrad betrieben. An der Grenze des Verstellbereiches des CVT und beim Übergang zwischen Taktbetrieb und Überlandbetrieb muss der VM gedrosselt betrieben werdend. (vgl. Kap. 2.3.4.1). Auf eine Drehmomentenreserve wird verzichtet.

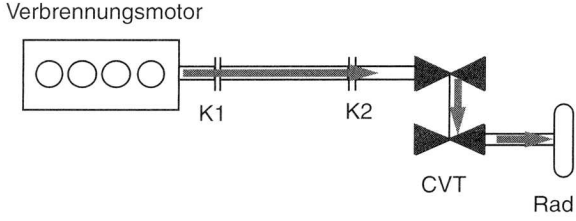


Bild 2.3.4: Überlandbetrieb mit abgekoppeltem Schwungrad.

2.3.3.3 Elektrobetrieb

Die EM ist in diesem Konzept mit einer Nennleistung von 6 kW für einen innerstädtischen Betrieb (bis ca. 65 km/h) ausgelegt. Die EM wird bei einer mittleren Leistung betrieben. Die Aufgabe des Schwungrades ist die

Übernahme von geforderten Leistungsspitzen. Somit können in dieser Konfiguration sowohl Leistungen zum Schwungrad hin wie auch von ihm weg auftreten (Bild 2.3.5). Die abzugebende mittlere Leistung der EM in Abhängigkeit des Betriebszustandes des Fahrzeuges und des Antriebsstranges muss formuliert werden (vgl. Kap. 4.2.2).

Ein Betrieb der EM ohne Schwungrad ist aufgrund des beschränkten Leistungsangebotes (< 6 kW) nur für Manöverierbewegungen und langsame Geschwindigkeiten sinnvoll. Diese Betriebsart unterstützt das Handling des Fahrzeuges, besitzt aber keinen Einfluss auf den Energieverbrauch der Transportleistung des Personenwagens. Deshalb wird diese Betriebsart im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

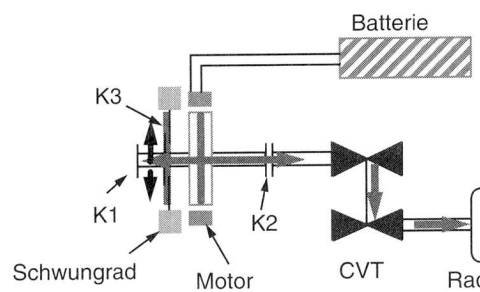


Bild 2.3.5: Mögliche Leistungsflüsse im Elektrobetrieb bei Verwendung des Schwungrades als Kurzzeitenergiespeicher.

2.3.3.4 Rekuperation

Zur Rekuperation der kinetischen Fahrenergie bieten sich drei Möglichkeiten an (Bild 2.3.6).

a) Das Schwungrad speichert die mechanischer Bremsenergie. Diese Speichermöglichkeit gewährt unter der Voraussetzung einer unmittelbaren Wiederverwendung der Energie den vorteilhaftesten Wirkungsgrad. Die Wirkungsgradkette der elektrischen Rekuperation (2.3.2) kann dabei mit $\eta_s(t)$ ersetzt werden. Aufgrund der unmöglichen Vorhersage des Fahrtendes ist bei der letzten Rekuperation ein Verlust unvermeidlich. Obwohl die im Schwungrad gespeicherte Energie beim Abschalten des Antriebes

über den Generatorbetrieb in die Batterie transferiert werden kann, wäre eine direkte Rekuperation in die Batterie am Fahrtende vorzuziehen.

$$\eta_{LE} \cdot \eta_{EGen} \cdot \eta_{Battl} \cdot \eta_{Batte} \cdot \eta_{EMot} \cdot \eta_{LE} \tag{2.3.2}$$

b) Die Batterie dient als zweiten Energiespeicher. Die Bremsleistung wird über den Generator gespeichert und kann wieder als Antriebsenergie verwendet werden. Der Generator kann bis zu 16 kW rekuperieren.

c) Bei eingeschränkter Aufnahmeleistung der Batterie (Batterie ist bereits voll oder die Erwärmung der Batterie beschränkt den zulässigen Ladestrom), kann die Überschussleistung im Leistungswiderstand dem Kühlwasserkreislauf zugeführt werden, um allenfalls die anderen Aggregate auf Betriebstemperatur zu halten oder als Wärme gespeichert zu werden. Letztendlich kann die Überschusswärme im Luftkühler an die Umgebung abgegeben werden.

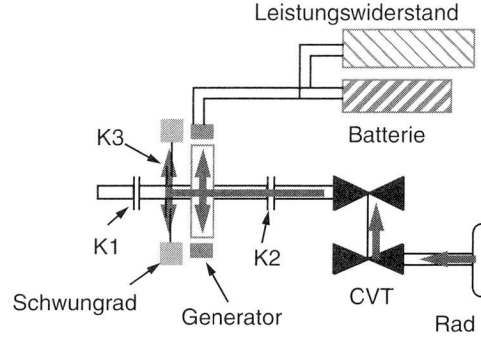


Bild 2.3.6: Leistungsflüsse während dem Rekuperationsbetrieb.

2.3.4 Fahrstrategien

Die Fahrstrategien bilden ein Ensemble von verschiedenen Betriebsarten zur Abdeckung des Zustandsraumes des Antriebsstranges. Das Ziel ist, den Energieverbrauch unter Einhaltung von unterschiedlichen Randbedingungen zu minimieren. So ergeben sich aus der Vorgabe der Energieform oder durch die Forderung nach maximaler Antriebsleistung solche Randbedingungen (vgl. die detaillierte Erörterung in [91]).

2.3.4.1 Fahrstrategie V

Die Fahrstrategie V basiert auf Benzin als alleinig einzusetzender Energieträger. Bei einem Fahrleistungsbedarf < 12 kW führt der kontinuierliche Betrieb des VM nicht zum optimalen Wirkungsgrad. Daher wird in diesem Leistungsbereich der Taktbetrieb gewählt. Die Grenzdrehzahlen des Taktbetriebes werden konstant gewählt (vgl. Kap. 4.1.3 und [91, 19]). Bei einem Fahrleistungsbedarf > 14 kW wird im Überlandbetrieb gefahren. Im Grenzbereich der beiden Betriebsarten (12 - 14 kW) reduziert sich der Wirkungsgrad des Taktbetriebes infolge der kurzen Taktzeiten deutlich. Die Verluste des Motorstarts und die kinetische Energie des VM nach dem Auskuppeln (öffnen der Reibkupplung K1) führen dazu, dass eine gedrosselte, permanent gefeuerte Betriebsweise effizienter wird als der Taktbetrieb. Bei der Rekuperation werden die verschiedenen Optionen gemäss Kap. 2.3.3.4 in der Priorität Schwungrad-Batterie-Wärme genutzt.

2.3.4.2 Fahrstrategie E

Die Fahrstrategie E fordert einen rein elektrischen Antrieb zur Erzielung eines lokal emissionsfreien Betriebes. Die EM wird zusammen mit dem Schwungrad genutzt. Die Solldrehzahl des Schwungrades wird in Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit zur Sicherstellung einer minimalen Beschleunigungsleistung variiert (vgl. Kap. 4.2.2). Die Drehzahl der EM ist durch die Nenndrehzahl (1800 min^{-1}) nach unten begrenzt. Im Betriebsbereich (< 6000 min^{-1}) kann die Drehzahl aufgrund der gewünschten Beschleunigungsreserve bestimmt werden. Die Strategie der Rekuperation ist für die Fahrstrategie E und V identisch.

2.3.4.3 Kombinierte (hybride) Fahrstrategie H

Ist die Wahl der Fahrstrategie E in der Regel durch eine Gesetzgebung nach lokal emissionsfreier Mobilität motiviert (Zero-Emission-Vehicle-Standard), stehen bei der Strategie H Ziele wie Substitution von fossiler Energie, Erzielung eines minimalen Primärenergieverbrauches oder Steigerung von Fahrkomfort (Ansprechverhalten) oder Fahrleistung im Vorder-

grund. Beim Einsatz der gespeicherten Batterieenergie für Ziele einer Fahrstrategie H muss damit gerechnet werden, dass die Reichweite für lokal emissionsfreien Betrieb, zumindest vorübergehend reduziert werden kann.

Überbrückung Drosselbetrieb: Die EM kann mithelfen, den Leistungsbereich des Drosselbetriebes zu überbrücken. Durch eine elektrische Einspeisung auf die Zwischenwelle kann die Periodendauer des Taktbetriebes verlängert werden, wodurch die Startfrequenz des VM reduziert und somit die Einzelverluste vermindert werden (vgl. Kap. 4.3.1).

Teillastoptimierung: In Abhängigkeit des Wirkungsgrades des elektrischen oder fossilen Energiestromes in einem Betriebspunkt wird die Energieform umgeschaltet. Nicht zu vernachlässigen sind allfällige Fahrbarkeitskriterien beim Wechsel der Antriebsquelle (vgl. Kap. 7.4.1).

Leistungssteigerung: Zur Steigerung der Fahrleistung können die Leistungen von VM und EM addiert werden. Diese Strategie ist in der Umsetzung verwandt mit der Überbrückung des Drosselbetriebes. Die Leistungssteigerung führt zu einer Verbesserung des Fahrzeugverhaltens, die zulasten des Verbrauches geht und hier nicht weiter untersucht werden soll.

Leistungsanpassung Überlandbetrieb: Im Überlandbetrieb arbeitet der VM an der Vollastlinie ohne Drehmomentreserve. Eine Anpassung der Leistung erfolgt durch die Adaption der Drehzahl des VM. Die EM kann zur Beschleunigung/Verzögerung der rotierenden Massen verwendet werden, um die Beschleunigungs- oder Verzögerungsleistung nicht vom Fahrwunsch abzweigen zu müssen [74] (vgl. Kap. 4.3.2).

Autarker Ladebetrieb: Der VM treibt gleichzeitig zum Fahrzeug die EM als Generator zur Ladung der Batterie an. Je nach Batterieladeleistung ist diese Strategie im Überland- wie auch im Taktbetrieb möglich und stellt eine Alternative zur Ladung ab Steckdose dar. Eine typische Anwendung ist die Vergrösserung der elektrischen Reichweite (vgl. Kap. 4.3.3).

3 Modellierung des Antriebsstranges

Zur Simulation der verschiedenen Antriebskonfigurationen wird das Fahrzeug mit dem Hybridantrieb als nichtlineares, dynamisches Modell abgebildet. Dabei wird der Betriebszustand mit einem mechanischen Grundmodell simuliert. Den einzelnen Komponentenmodellen werden für die Verbrauchsermittlung Wirkungsgrad- und Verlustmodelle hinterlegt. Diese wurden auf Grund von Prüfstandsergebnissen und Modellrechnungen erarbeitet (vgl. Kap. 5). Das mechanische Grundmodell wurde am Institut für Mess- und Regeltechnik der ETH (IMRT) entwickelt [77] und ist im Verlaufe des Projektes, mit Schwergewicht in [91], mit Wirkungsgradmodellen für die jeweiligen Erfordernisse ergänzt worden.

Die Steuerung und Regelung des Antriebsstranges wird in einem Regler- und Steuermodell nachgebildet, das der Struktur des realen Antriebes weitgehend entspricht und mit dem Spezifikationswerkzeug CIP erstellt wurde [22]. Das dynamische Antriebsmodell wird in der Simulationsumgebung Simulink mit der Struktur der Steuerung und Regelung verknüpft, so dass mit einem Fahrermodell der Gesamtantrieb simuliert werden kann. Detailliert ist dieses Vorgehen in [91] und [93] beschrieben und basiert ursprünglich auf [77]. In diesem Kapitel wird zur Verdeutlichung ein Überblick über die verwendeten Modelle zur Beschreibung der Fahrzeugdynamik und der Wirkungsgradberechnung gegeben. Zur Beurteilung des Elektrobetriebes wurde das Batteriemodell aus [91] verfeinert und für die Blei-Vliesbatterie ein neues Batteriemodell erstellt.

3.1 Mechanisches Grundmodell

Der Antriebsstrang wird durch 4 Trägheiten modelliert, die über Reibkupplungen und eine starr modellierte Getriebeübersetzung miteinander

verbunden werden können (Bild 3.1.1). Die Elastizität zwischen den Trägheiten werden vernachlässigt. Im einzelnen sind dies die Fahrzeugträgheit θ_{Fz}, die Zwischenwellenträgheit θ_W, das Schwungrad θ_S und die Trägheit des VM θ_{VM}. Die Fahrzeugträgheit θ_{Fz} bildet die Fahrzeugmasse sowie die rotierenden Fahrzeugteile bis zum fahrzeugseitigen Getriebeeingang ab (3.1.1). Die Fahrzeugmasse sowie der dynamische Radradius r_R wird für die Simulation gemäss Tabelle 5.4.1 angenommen.

$$\theta_{Fz} = r_R^2 \cdot (m_{Fz} + m_{rot}) \tag{3.1.1}$$

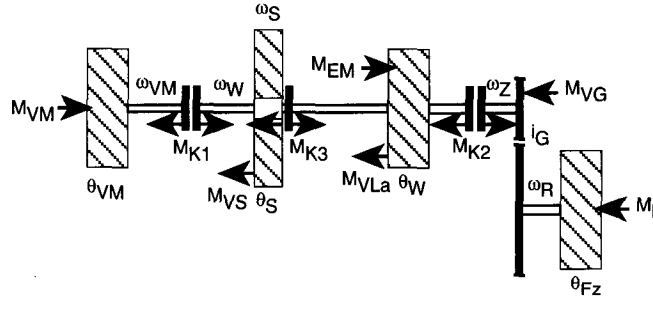


Bild 3.1.1: Mechanisches Grundmodell des ETH-Hybrid III Antriebes mit den Trägheiten VM, Schwungrad, Zwischenwelle mit Rotor der EM und Fahrzeug, die starr verbunden sind.

Die Zwischenwellenträgheit θ_W umfasst die Trägheiten der Getriebewellen zwischen Getriebeeingang und Kettenwandler, der Kupplungsteile von K2 und des Rotors der EM ($\theta_W = 0.302$ kgm^2). Der abkoppelbare Teil des Schwungrades wird durch die Trägheit $\theta_S = 1.07$ kgm^2 dargestellt. Die Trägheit des VM wird durch den Wegfall des motoreigenen Schwungrades deutlich kleiner als beim Serienmotor ($\theta_{VM} = 0.03$ kgm^2).

Die stufenlose Getriebeübersetzung i_G wird durch das Verhältnis der Drehzahlen der Zwischenwelle und des Radausganges gebildet (3.1.2). Sie verläuft je nach Gang direkt oder umgekehrt proportional (Bild 5.1.16 und Bild 5.1.17) zur Übersetzung i_{CVT} der Komponente des Kettenwandlers.

$$i_G \equiv \frac{\omega_Z}{\omega_R} \tag{3.1.2}$$

Der Fahrwiderstand wirkt als Kraft am Rad und erzeugt auf der Abtriebswelle das Fahrwiderstandsmoment (3.1.3).

$$M_L = r_R \cdot (F_{Roll} + F_{Luft} + F_{Steig}) \tag{3.1.3}$$

Der Rollwiderstand wird mit der Normalkraft der Fahrzeugmasse und dem Rollwiderstandsbeiwert unter Berücksichtigung des Neigungswinkels α der Fahrbahn gebildet (3.1.4).

$$F_{Roll} = c_R \cdot m_{Fz} \cdot g \cdot \cos\alpha \tag{3.1.4}$$

Die Luftdichte wird als konstant angenommen (ρ_L= 1.16 kg/m^3). Somit wird der Luftwiderstand

$$F_{Luft} = 0.5 \cdot c_w \cdot A \cdot \rho_L \cdot v_{Fz}^2 \tag{3.1.5}$$

Der Steigungswiderstand ergibt sich nach (3.1.6).

$$F_{Steig} = m_{Fz} \cdot g \cdot \sin\alpha \tag{3.1.6}$$

Das Moment M_{VM} des VM entspricht beim Motorstart dem Schleppmoment (negatives Vorzeichen) und in der Betriebsphase dem netto gelieferten Antriebsmoment. Das Moment M_{EM} der EM kann sowohl positive (im Fall der Motor- oder Anlasserfunktion) als auch negative (im Fall des generatorischen Bremsens oder des Alternatorbetriebes) Werte annehmen.

Als Verlustmomente treten am Schwungrad (M_{VS}) die Luftreibung und die Lagerreibung des Schwungrades auf der Zwischenwelle sowie das Reaktionsmoment der Reibkupplung K3 auf (3.1.8). An der Zwischenwelle ergibt sich das resultierende Verlustmoment M_{VLa} aus den Lagerreibungen der 3 Reibkupplungen und dem Stützmoment der Schwungradlagerung (3.1.9). Das Verlustmoment des Getriebes (M_{VG}) besteht aus den Reibmo-

menten des Kettenwandlers und der Zahnradpaarungen und Lagerungen sowie den Antriebsleistungen der beiden hydraulischen Pumpen (3.1.10).

Dieses mechanische Grundmodell ist ein reines längsdynamisches Modell und bildet somit Querbeschleunigungen und die Kreiselwirkung des Schwungrades nicht ab. Mit dem Drallsatz ergeben sich die Bewegungsgleichungen für die Trägheiten:

$$\theta_{VM} \cdot \dot{\omega}_{VM} = M_{VM} - M_{K1} \tag{3.1.7}$$

$$\theta_S \cdot \dot{\omega}_S = -M_{VS} - M_{K3} \tag{3.1.8}$$

$$\theta_W \cdot \dot{\omega}_W = M_{K1} + M_{K3} + M_{EM} - M_{K2} - M_{VLa} \tag{3.1.9}$$

$$\theta_{Fz} \cdot \dot{\omega}_R = (M_{K2} - M_{VG}) \cdot i_G - M_L \tag{3.1.10}$$

3.2 Wirkungsgradmodelle der Komponenten

3.2.1 Verbrennungsmotor

Der Motorbetrieb wird in einen gefeuerten und einen geschleppten Betrieb unterteilt.

Im gefeuerten Betrieb kann das Moment des VM einen beliebigen positiven Wert kleiner als das Vollastmoment annehmen. Das Vollastmoment wird mit einem Polynom 2. Grades der Motordrehzahl angenähert.

$$M_{VMVollast}(\omega_{VM}) = \sum_{i=0}^{2} c_{VMi} \cdot \omega_{VM}{}^{i} \tag{3.2.1}$$

Im ungefeuerten Betrieb wird das Schleppmoment aus dem Reibmitteldruck und dem Verlust aus der Gaswechsel- und der negativen Hochdruckschleife gebildet. Dabei wird der Mitteldruck der Hochdruckschleife mit p_{mGW} = -0.2 bar als konstant angenommen.

Die Verbrauchsbestimmung erfolgt mit der Modellierung nach der Williamsgeraden (3.2.2). Die Koeffizienten m und p_{me0} (dies ist ein negativer Wert) variieren über der Drehzahl. Die Werte der Koeffizienten werden aus dem gemessenen Kennfeld (Bild 5.1.1) bestimmt.

$$p_{me} = p_{me0} + m \cdot p_{mBr} \tag{3.2.2}$$

mit

$$p_{mBr} = \frac{\dot{m}_{Br} \cdot H_u \cdot 2}{V_H \cdot n_{VM}} \tag{3.2.3}$$

p_{mBr} kann als Brennstoffmitteldruck interpretiert werden (3.2.3), d.h. als gemittelte Brennstoffleistung. Der Wirkungsgrad des VM wird gemäss (3.2.4) definiert, womit auch der Verbrauch bestimmt werden kann.

$$\eta_{th} = \frac{p_{me}}{p_{mBr}} \tag{3.2.4}$$

Für jeden Start des VM wird ein Mehrverbrauch berücksichtigt, der durch Verbrennungsaussetzer infolge Wandfilmaufbaus und ungenügendem Luftverhältnis auftritt.

Die Abkühlung des VM in den Stillstandszeiten und damit die Erhöhung der Reibleistung wird berücksichtigt. Während den ersten 3 Sekunden des gefeuerten Betriebs werden bis maximal 4.4% Mehrverbrauch berücksichtigt. Der Verbrauchsfaktor ist eine lineare Funktion der Stillstandszeit, wobei nach 30 Sekunden Motorstillstand der maximale Mehrverbrauch erreicht wird.

3.2.2 Elektromaschine

Die Modellierung des Wirkungsgrades erfolgt analog dem Vorgehen beim VM, mit einem linearen Ansatz über der Last, wobei die Parameter drehzahlabhängig sind. Die EM wird als Einheit zusammen mit der Leistungselektronik modelliert. Die Parameterbestimmung basiert auf den gemessenen Kennfeldern der EM für die Betriebsarten, motorischer Antrieb, genera-

torischer Betrieb zur Speisung des Bordnetzes sowie Rekuperationsbremsung (vgl. Bild 5.1.7 und Bild 5.1.8).

$$P_{EMaus} = P_{EM0} + m \cdot P_{EMein} \tag{3.2.5}$$

Beim Generator- und Rekuperationsbetrieb stellt die mechanische Leistung die Eingangsleistung ab Zwischenwelle da., Beim Motorbetrieb ist dies die elektrische Speiseleistung ab Batterie (3.2.5).

3.2.3 Traktionsbatterie Blei-Vlies Batterie

Im ETH-Hybrid III Fahrzeug wird eine Blei-Vlies Batterie (vom Typ HAGEN drysafe) mit 120 V Nennspannung und einer C_5 -Kapazität[1] von 38 Ah verwendet. Diese Batterie besteht aus 10 seriell angeordneten Einheiten mit je 12 V Nennspannung und 14.5 kg Masse. Die Kenndaten der gewählten Batterie sind im Vergleich in Tabelle 3.2.1 dargestellt. Für diese Batterie wurde in dieser Arbeit ein neues Modelle entwickelt und in die Gesamtsimulation integriert. Für Bleibatterien bestehen verschiedene Modelle, die in [68] und [55] zusammengefasst sind. Die hier gewählte Modellierung zielt vor allem auf die Modellierung von Ladezustand, Batterieklemmenspannung und Energiewirkungsgrad bei möglichst geringer Komplexität ab. Die Parameter sind so zu wählen, dass der Ladezustand für Entladegrade $0.1 > q_e > 0.8$[2] und Ströme $< C_{0.66}$ realistisch abgebildet werden. Die Entladung wird basierend auf [66], die Ladung aufbauend auf [28] modelliert. Zur Festlegung der Parameter stammen Daten auch aus [68, 52, 30, 28].

Temperatureffekte werden nicht berücksichtigt. Es wird eine Normaltemperatur von 25 °C angenommen. Als Folge wird für die Ermittlung der Verbrauchswerte keine Heizleistung für die Batterie modelliert. In Kap. 7 werden aber gemittelte Werte für die Batterieheizung gemäss Ergebnissen des Feldversuches für Elektromobile von Rügen [34] gesondert berücksichtigt.

1.Mit C_5 wird in [A] die relative Belastung einer Batterie angegeben. Es handelt sich dabei um denjenigen konstanten Strombetrag, der nach einer 5-stündigen Entladung zu einer entladenen Batterie führt. Analog ist C_1 für eine 1-stündige Entladung definiert.

2.Der Entladegrad ist bei vollständig geladener Batterie $q_e = 0$ und bei entladener Batterie $q_e = 1$. Der Ladegrad ist dementsprechend bei leerer Batterie $q_l = 0$ und bei voller Batterie $q_l = 1$.

Im weiteren werden Langzeiteffekte (Selbstentladung während einer Standzeit, Alterungseffekte) vernachlässigt. Eine Streuung der elektrischen Eigenschaften der einzelnen Module wird vernachlässigt.

	HAGEN drysafe 80380 [30]	Batterieüberblick '97 [64]
Batteriespannung [V]	120 (10 Module)	264
Kapazität [Ah]	38	38
Leistungsdichte [W/kg][a)]	63	75
Energiedichte [Wh/kg]	31	30
Energiedichte [Wh/l]	72	-

a)Bei einer Strombelastung von $5*C_5$.

Tabelle 3.2.1: Leistungsdaten der gewählten Bleibatterie im Vergleich zu Bleibatterien verschiedener Grösse und Hersteller Stand 1997.

Im folgenden werden die Eigenschaften eines 12 V-Moduls beschrieben.

3.2.3.1 Entladung

Die Entladung wird mit einer Kapazität C_R als Energiespeicher und mit drei variablen Widerständen für den ohmschen Widerstand R_i, den Durchtrittswiderstand R_d und den Konzentrationswiderstand R_k, modelliert Bild 3.2.1. Die Ruhespannung U_R stellt die Spannung der Batterie im unbelasteten Gleichgewichtszustand (I = 0) dar. Sie wird nach [6] als eine lineare Funktion des Ladegrades q_l oder des Entladegrades q_e modelliert (3.2.6).

$$U_R = n \cdot E_0 \cdot \left(k - \frac{(1 - q_l)}{c_{ers}} \right) = (n \cdot E_0) \cdot \left(k - \frac{q_E}{c_{ers}} \right) \qquad (3.2.6)$$

Mit der Gleichgewichtspotentialdifferenz E_0 = 1.931 V einer Pb-Batterie mit 1-molarer Schwefelsäure, n = 6 als der Anzahl Einzelzellen pro Batteriemodul, dem Säurekonzentrationskoeffizient k = 1.095 und mit der relativen Ersatzkapazität c_{ers} der Batterie (c_{ers} = 12.5 [–]), resultiert für ein 12 V-Batteriemodul eine maximale Ruhespannung von U_R = 12.69 V.

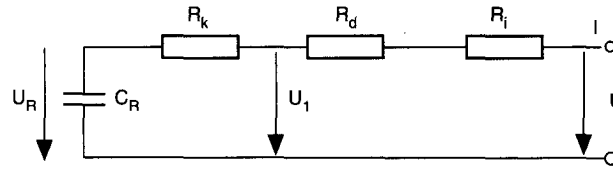


Bild 3.2.1: Ersatzschaltbild für die Entladung der Bleibatterie.

Da die Batterie nur bis zur Spannung $U_R(q_e = 1)$ entladen wird, muss die Batteriekapazität C_R die Ladung in einem kleinen Spannungshub freisetzen. Daraus folgt, dass die modellierte Kapazität wesentlich grösser spezifiziert werden muss (3.2.7).

$$C_R = \frac{Q}{U} = \frac{Q_{Batt}}{U_R(q_e = 0) - U_R(q_e = 1)} \tag{3.2.7}$$

Bei einer Batteriekapazität von 38 Ah bei C_5 (entspricht 4.56 kWh Energieinhalt) ergibt sich eine Modellkapazität $C_R = 147.59 * 10^3$ F.

Die Batteriespannung ergibt sich mit dem ohmschen Gesetz:

$$U = U_R - I \cdot (R_k + R_d + R_i) \tag{3.2.8}$$

Der Konzentrationswiderstand R_k in (3.2.8) bildet den Unterschied der Leitfähigkeit des Elektrolyten durch die Änderung der Säurekonzentration ab und wird mit einem Polynom zweiten Grades im Entladegrad approximiert.

$$R_k = q_2 \cdot q_e^2 + q_1 \cdot q_e + q_0 \tag{3.2.9}$$

Die Koeffizienten lauten: $q_2 = 0.24\ \Omega$, $q_1 = -0.07\ \Omega$ und $q_0 = 0.012\ \Omega$.

Der Durchtrittswiderstand R_d in (3.2.8) beschreibt den Übergangswiderstand zwischen Elektrode und Elektrolyt mit den Koeffizienten $d_0 = 0.02\ \Omega$, $d_1 = 0.25$ [–] und $d_2 = 0.2$ [–] in (3.2.10).

$$R_d = d_0 \cdot \left(1 - d_2 \cdot e^{-\frac{i}{d_1}} \right) \text{ mit } \quad i = \frac{I}{5 \cdot C_5} \tag{3.2.10}$$

Der relative Strom i stellt das Verhältnis des Klemmenstroms I zum 5-fachen Strom einer C_5 Entladung dar. Der Verlauf von R_d in Abhängigkeit des Batteriestromes ist in Bild 3.2.2 dargestellt.

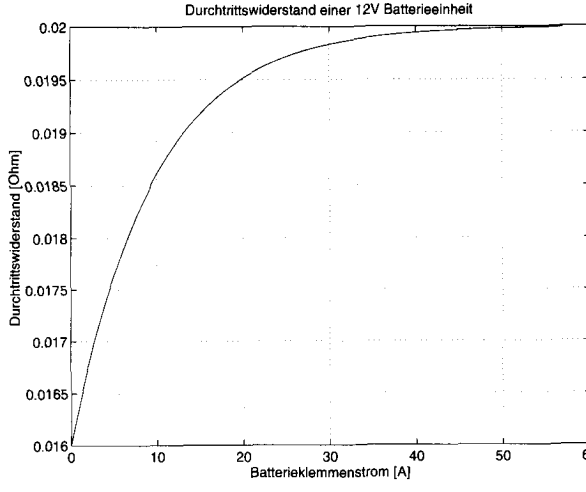


Bild 3.2.2: Durchtrittswiderstand R_d in Funktion des Klemmenstromes.

Die Leitungswiderstände der Platten und des Elektrolyten bilden den ohmschen Widerstand R_i in (3.2.8). Dabei ist der Einfluss des Elektrolyten gemäss [68] dominant.

$$R_i = r_0 + \frac{r_1 \cdot U_R}{k_2 \cdot U_1 - k_3} \text{ mit } \quad (U_1 = U_R - (I \cdot R_d)) \tag{3.2.11}$$

Die Koeffizienten in (3.2.11) lauten $r_0 = 0.056\ \Omega$, $r_1 = 2.02\ \text{m}\Omega$, $k_2 = 0.98$ [–] und $k_3 = 10.80$ V.

Der Einfluss von Entladegrad q_e und Klemmenstrom I auf R_i ist in Bild 3.2.3 aufgetragen. Der Entladeschluss wird vorwiegend durch R_i bestimmt.

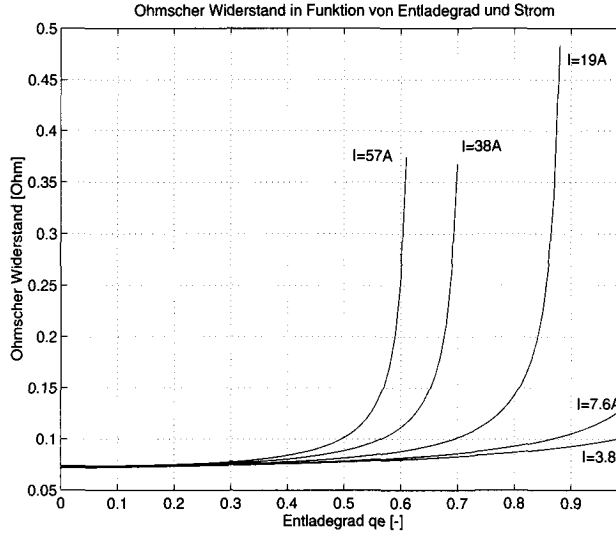


Bild 3.2.3: Ohmscher Widerstand in Funktion des Entladegrades q_e und der Klemmenstromstärke I ($7.5*C_5$, $5*C_5$, $2.5*C_5$, C_5, $0.5*C_5$).

Entladeschlussbedingung

Als Entladeschluss wird die Unterschreitung der Klemmenspannung unter die Entladeschlussspannung U_{eEnde} bezeichnet. Nach [30] ist der Beginn des Tiefentladebereiches eine lineare Funktion des Stromes (3.2.12).

$$U_{eEnde} = 10.32V - (0.01579 \cdot I) \tag{3.2.12}$$

Unabhängig vom geforderten Strom sind Entladegrade $q_e > 0.8$ auf alle Fälle zu vermeiden. Die nutzbare Energie ist in einem weiten Bereich eine Funktion der geforderten Leistung und ist in Bild 3.2.4 dargestellt.

Energetischer Entladewirkungsgrad

Der energetische Entladewirkungsgrad wird durch das Spannungsverhältnis der Ruhespannung und der Klemmenspannung gebildet (3.2.13).

$$\eta_{BatteWh} = \frac{U}{U_R} \tag{3.2.13}$$

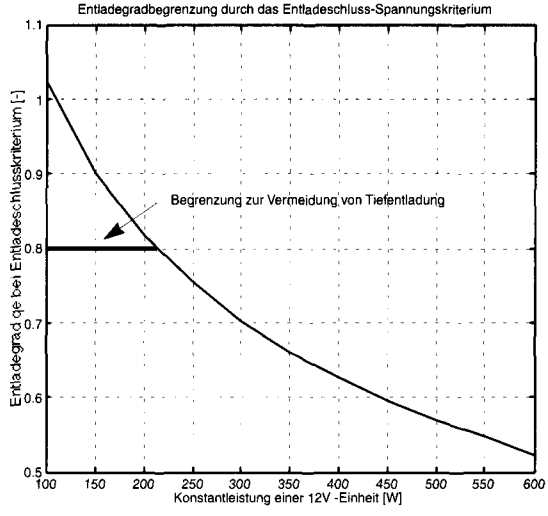


Bild 3.2.4: Entladeende der Batterie bei konstanter Entladeleistung.

Ladezustand

Der Ladezustand der Batterie wird anhand der Strombilanz berechnet. Als Mass des Ladezustandes dient der Ladegrad q_l oder der Entladegrad q_e (3.2.14).

$$q_l = (1 - q_e) = \frac{VerfuegbareLadung(Ah)}{Nennkapazitaet} \qquad (3.2.14)$$

3.2.3.2 Ladung

Der Ladevorgang wird mit den beiden Kapazitäten C_R für die Batteriekapazität und C_A für die Summe der Polarisation und der Arbeitskapazität sowie den vier variablen Widerständen (Innenwiderstand r_i, Durchtrittswiderstand r_d, Umwandlungswiderstand r_u und Gasungswiderstand r_g) gemäss dem Schema in Bild 3.2.5 modelliert.

Bei der Rückspeisung aus dem Fahrzeug bestimmt der Fahrerwunsch die zurückzuspeisende Leistung. Bei der Netzladung wird das IUI-Ladeverfah-

ren[1] angewendet. Der Ladevorgang wird bei einer Ladespannung von U_{max} = 16.26 V beendet.

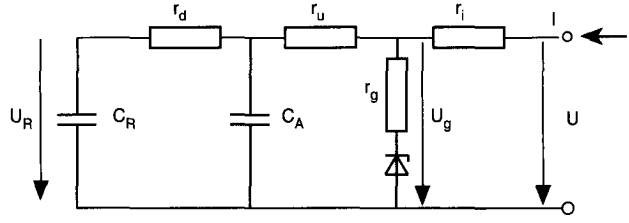


Bild 3.2.5: Ersatzschaltbild für die Ladung der Bleibatterie.

Die Modellierung der Batteriekapazität C_R für Ladung und Entladung erfolgt gemäss (3.2.7). Die Arbeitskapazität C_A wird nach [28] im Verhältnis zur Batteriekapazität in (3.2.15) definiert.

$$C_A = 1.0 \cdot 10^{-3} \cdot C_R = 147.59F \qquad (3.2.15)$$

Der ohmsche Widerstand r_i wird nur mit einer ladezustandsabhängigen Korrektur r_{iq} gemäss (3.2.16) und Bild 3.2.6 angepasst.

$$r_i = r_{i0} \cdot r_{iq} \quad \text{mit} \quad r_{i0} = 7.895m\Omega \qquad (3.2.16)$$

Der Gasungswiderstand r_g verhindert faktisch bei Spannungen unterhalb der Gasungsspannung U_g = 14.34 V einen Strom. Ist die Ladespannung oberhalb U_g, verlangsamt, der Gasungswiderstand r_g die Ladung der Batterie vgl. Bild 3.2.7. Für Spannungen U ≥ 16.26 V fliesst die gesamte Ladeleistung über r_g. Die Batterieerwärmung durch die Gasung wird nicht modelliert.

Der Umwandlungswiderstand r_u wird mit zwei Korrekturfaktoren angepasst. Die Faktoren von (3.2.17) sind in den folgenden zwei Bildern dargestellt (r_{uq} in Bild 3.2.8 und r_{ui} in Bild 3.2.9).

$$r_u = r_{u0} \cdot r_{uq} \cdot r_{ui} \quad \text{mit} \quad r_{u0} = 22.11m\Omega \qquad (3.2.17)$$

1.Das IUI-Ladeverfahren speist die Batterie in einer ersten Phase mit einem konstanten Strom. Geht bei einer definierten Spannung in Konstantspannungshaltung über und schliesst nach einer bestimmten Zeit mit einer zweiten reduzierten Konstantstromphase ab.

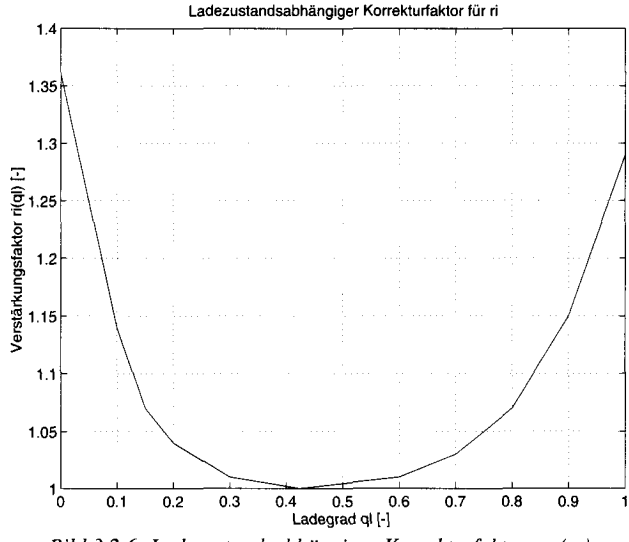


Bild 3.2.6: Ladezustandsabhängiger Korrekturfaktor $r_{iq}(q_l)$.

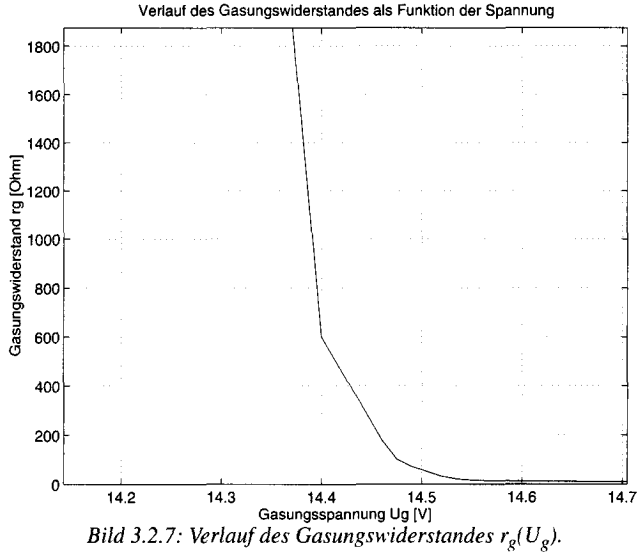


Bild 3.2.7: Verlauf des Gasungswiderstandes $r_g(U_g)$.

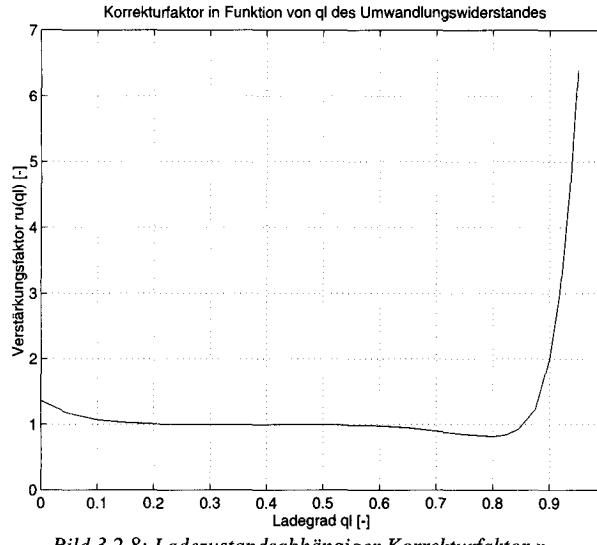


Bild 3.2.8: Ladezustandsabhängiger Korrekturfaktor r_{uq}.

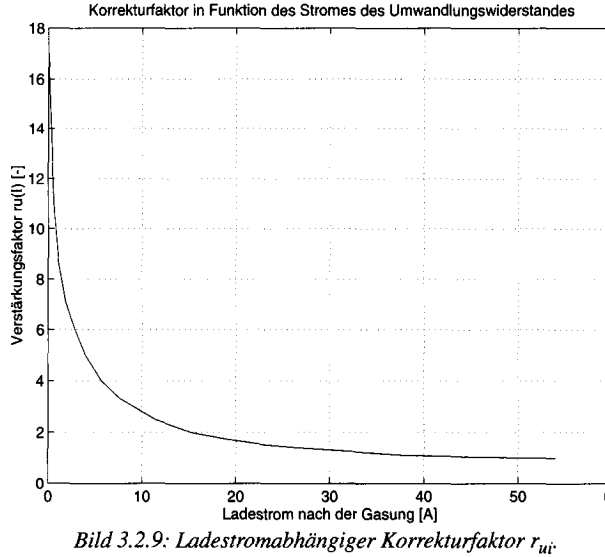


Bild 3.2.9: Ladestromabhängiger Korrekturfaktor r_{ui}.

Der Diffusionswiderstand r_d wird mit zwei Korrekturfaktoren angepasst (3.2.18). Der Verlauf der Faktoren ist für r_{dq} in Bild 3.2.10 und für r_{di} in Bild 3.2.11 zu finden.

$$r_d = r_{d0} \cdot r_{dq} \cdot r_{di} \qquad \text{mit} \qquad r_{d0} = 6.316 m\Omega \qquad (3.2.18)$$

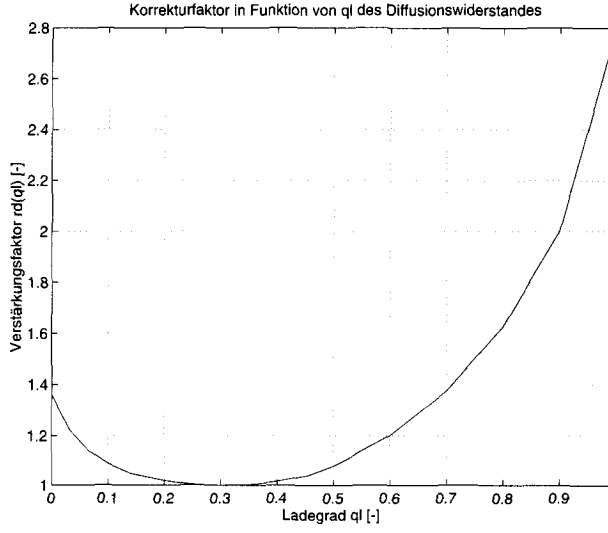


Bild 3.2.10: Ladezustandabhängiger Korrekturfaktor r_{dq}

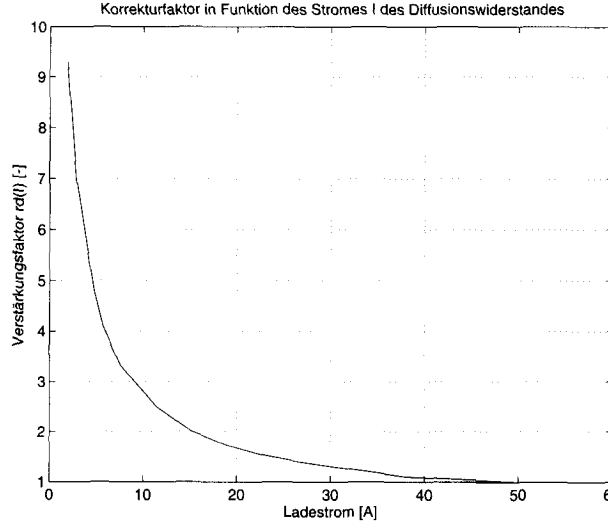


Bild 3.2.11: Ladestromabhängiger Korrekturfaktor r_{di}

3.2.4 Traktionsbatterie Nickel-Metallhydridbatterie (NiMH)

Eine NiMH-Batterie stellt eine neuere Lösung für die Leistungs- und Energiebedürfnisse eines Hybridfahrzeuges dar (die Leistungsdaten sind aus Tabelle 3.2.2 ersichtlich). Deshalb soll diese Batterie hier ebenfalls dargestellt werden, obwohl aus Kosten- und Verfügbarkeitsgründen auf sie für einen Einsatz im ETH-Hybrid III Projekt verzichtet worden ist.

	DAUG-auf Basis X-Zellen [88]	OVONICS - Werkangaben [62]
Batteriespannung [V]	360	1.3
Kapazität [Ah]	11	25/50
Leistungsdichte [W/kg][a)]	175	175
Energiedichte [Wh/kg]	46	80
Energiedichte [Wh/l]	100	215

a)Bei einer Strombelastung von $5*C_5$.

Tabelle 3.2.2: Leistungsdaten von Ni-MH Batterien verschiedener Grösse und Hersteller, Stand 1995.

Die potentielle Batterie hat eine Kapazität von 45 Ah bei 120 V.

Für den Kapazitätsbereich mit Ladegrad q_l = 0.1 - 0.9 wird das in [91] beschriebene Modell verwendet. Dieses wird in dieser Arbeit für den Volladungsbereich verfeinert. Temperatureinflüsse und Selbstentladung durch Standverluste werden nicht berücksichtigt.

Die Zustandsgrössen des Modells der NiMH- Batterie sind:

- der Ladegrad q_l
- die spezifische Strombelastung C

Zur Bestimmung der Batteriespannung wird eine geschätzte Strombelastung $\hat{C}$ ausgehend von der Batterienennspannung von U_{Nenn} = 120 V und der einstündigen Entladerate C_1 verwendet (3.2.19).

$$\hat{C} = \frac{|P_{Elektrisch}|}{U_{Nenn} \cdot C_1} \qquad (3.2.19)$$

3.2.4.1 Entladung

Die effektive Batteriespannung wird für Ladegrade oberhalb und unterhalb von $q_l = 0.9$ differenziert approximiert.

Für $q_l > 0.9$ gilt:

$$U = (a_1 + a_2 \cdot \hat{C}) \cdot q_l^2 + (b_1 + b_2 \cdot \hat{C}) \cdot q_l + c_2 \cdot \hat{C} + U_{0eo} \quad (3.2.20)$$

Für $q_l < 0.9$ gilt:

$$U = (b_{1u} + b_{2u} \cdot \hat{C}) \cdot q_l + c_{2u} \cdot \hat{C} + U_{0eu} \quad (3.2.21)$$

Mit $a_1 = 42.62$ V, $a_2 = 27.46$ V, $b_1 = 57.54$ V, $b_2 = 28.78$ V, $c_2 = -56.24$ V und $U_{0eo} = 46.83$ V für (3.2.20) und $b_{1u} = 19.19$ V, $b_{2u} = 4.06$ V, $c_{2u} = -11.75$ V und $U_{0eu} = 115.85$ V für (3.2.21). Die Bestimmung der Parameter erfolgt anhand von Herstellerangaben und Literaturangaben [62] [44] [6] [67] [45]. Somit kann die Belastung C, die entnommene Energie und die Anpassung des Ladegrades bestimmt werden.

3.2.4.2 Ladung

Beim Laden wird die Ladespannung durch zwei linearisierte Bereiche angenähert.

Für $q_l > 0.75$ gilt:

$$U = (b_{1l} + b_{2l} \cdot \hat{C}) \cdot q_l + c_{2l} \cdot \hat{C} + U_{0lo} \quad (3.2.22)$$

und für $q_l < 0.75$ gilt:

$$U = b_{l2} \cdot q_l + c_{l2} \cdot \hat{C} + U_{0lu} \quad (3.2.23)$$

Mit $b_{1l} = 17.0$ V, $b_{2l} = 19.0$ V, $c_{2l} = -10.25$ und $U_{0lo} = 133.45$ V für (3.2.22) und $b_{l2} = 6.67$ V, $c_{l2} = 4.0$ V und $U_{0lu} = 141.2$ V für (3.2.23).

Mit der so bestimmten Batteriespannung kann nun wiederum der fliessende Strom und somit die der Batterie zugeführte/entnommene Energie berechnet werden.

Der Ladezustand der Batterie wird durch die Integration des Klemmenstromes bestimmt. Beim Laden der Batterie treten gegen Ende des Ladevorganges ($q_l > 0.75$) Gasungsverluste auf, die mittels eines modellierten Wirkungsgrades der Ladung erfasst werden (3.2.24).

$$\eta_{Ladestrom} = (a \cdot e^{(k \cdot (q_l - 0.75))}) \tag{3.2.24}$$

Mit (3.2.24) wird die Ladebilanz zu

$$\frac{dq_l}{dt} = i \cdot \eta_{Ladestrom} \tag{3.2.25}$$

Beim Entladevorgang wird auf einen reduzierenden Stromwirkungsgrad verzichtet, da mit diesem Modell vorwiegend dynamische Betriebsergebnisse betrachtet werden.

3.2.5 Getriebe

Das Getriebe besteht aus dem Kettenwandler, den Zahnradstufen, dem Differential und den im Getriebe integrierten Hydraulikhilfsaggregaten. Wie in Kap. 5.1.4 beschrieben wird, kann sich der Leistungsfluss im Getriebe in jeder Betriebsart umkehren. Für die Wirkungsgradberechnung ist somit jede Übersetzungsstufe für drei Gangstufen zu untersuchen. Die Verlustleistung wird zur Wirkungsgradbestimmung stets auf die Eingangsleistung bezogen (3.2.26).

$$P_{aus} = P_{ein} - P_{Verlust} \tag{3.2.26}$$

Mit der Definition des Übersetzungsverhältnisses i kann der Wirkungsgrad für die Übersetzungsstufen formuliert werden.

$$\eta = \frac{M_{aus}}{i \cdot M_{ein}} \quad mit \quad M_{ein} - M_{Verlust} = \frac{M_{aus}}{i} \text{ sowie } i = \frac{\omega_{ein}}{\omega_{aus}} \tag{3.2.27}$$

Das Übersetzungsverhältnis der einzelnen Gänge kann mit der variablen Übersetzung des Kettenwandlers i_{KW} gemäss Tabelle 3.2.3 angegeben werden.

Kriechgang K	$i_G = \frac{69}{24} \cdot \frac{68}{24} \cdot \frac{57}{38} \cdot 3.5$
Langsamgang L	$i_G = \frac{69}{24} \cdot i_{KW} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{57}{38} \cdot 3.5$
Schnellgang S	$i_G = \frac{58}{39} \cdot \frac{1}{i_{KW}} \cdot 3.5$

Tabelle 3.2.3: Übersetzungsverhältnis der drei Gänge des i^2-CVT.

3.2.5.1 Der Kettenwandler

Die Übersetzung des Kettenwandlers wird durch das Drehzahlverhältnis der beiden Pulleys definiert (Bild 5.1.13). Das Übersetzungsverhältnis i_{KW} ist für beide Gänge L und S identisch definiert, so wird durch diese Umkehr des Kraftflusses die Auswirkung auf die Getriebeübersetzung invertiert (vgl. Tabelle 3.2.3). Die relative Verstellgeschwindigkeit VG_{KW} des Übersetzungsverhältnisses ist durch den Ölstrom zwischen den Halbkegelschalen bestimmt und ist somit hydraulisch limitiert (3.2.28). Die Herleitung ist in [76] zu finden.

$$VG_{KW} = \frac{di_{KW}/dt}{i_{KW}} \quad \text{mit} \quad |VG_{KWmax}| = 1s^{-1} \tag{3.2.28}$$

Das Verlustmoment des Kettenwandlers M_{VKW} umfasst die Verluste der Kette und der Lagerung der Pulleys, nicht aber dasjenige der hydraulischen Hilfsenergie, die separat modelliert wird. Die Drehzahl-, Last- und Übersetzungsabhängigkeit des Verlustmomentes ist aus Bild 5.1.14 ersichtlich.

Modelliert wird das Verlustmoment mit einem doppelt quadratischen Ansatz (3.2.29).

$$M_{VKW} = a \cdot M_{KWein}^2 + b \cdot M_{KWein} + c \qquad (3.2.29)$$

mit $a = a_1 \cdot i_{KW}^2 + a_2 \cdot i_{KW} + a_3$

b,c analoger Ansatz in i_{KW}

und $a_1 = a_{11} \cdot \omega_{KWein}^2 + a_{12} \cdot \omega_{KWein}^2 + a_{13}$

a_2, a_3, b_1, b_2,... analoger Ansatz in ω_{KWein}.

Die Verlustmomente der einzelnen Zahnradstufen und des Kettenwandlers werden für den Zug- oder den Schubbetrieb in allen Gangstufen ermittelt. Das detaillierte Vorgehen ist in [91] beschrieben.

3.2.5.2 Hydraulisches Hilfssystem

Das hydraulische Hilfssystem umfasst die beiden Zahnradpumpen, den Hochdruckspeicher und die hydraulischen Aktuatoren. Die Hauptverbraucher sind die Kettenwandlerverstellung und die Schmierölversorgung des Getriebes. Dazu kommen die Betätigung der Klauenkupplungen zur Gangwahl im Getriebe und der Reibkupplungen in der Hybrideinheit. Das Schema und die Modellierung sind in [72] beschrieben.

Die Hydraulikpumpen werden wie der VM und die EM mit einem konstanten und einem lastproportionalen Verlustmomentenanteil modelliert. Die Werte basieren auf eigenen Versuchen [16]. Der Gegendruck im Hydrospeicher wird durch das komprimierte Stickstoffvolumen und somit vom Füllungsgrad bestimmt. Mitberücksichtigt wird der Wärmeübergang zwischen Öl und komprimierten Stickstoff.

Die benötigten Ölvolumina für die Klauen- und Reibkupplungsbetätigung werden jeweils bei der Betätigung als diskret auftretende Ereignisse modelliert und zur Anpassung des Speicherdruckes verwendet.

Der Ölstrom zur Schmierölversorgung wird von der grösseren Pumpe gegen eine Drossel gefördert. Der Maximaldruck wird auf 5 bar eingestellt. Der Gegendruck zur Pumpe kann über die Bernoullische Druckgleichung formuliert werden (3.2.30).

$$p_{Schmier} = \frac{p_{Schmiermax}}{\dot{V}^2_{Schmiermax}} \cdot \dot{V}^2_{Schmier} \tag{3.2.30}$$

Das Öl für den Betrieb des Kettenwandlers wird durch die kleinere Pumpe gefördert. Bei Bedarf unterstützt die grössere Pumpe die Ölversorgung. Der Gegendruck zur Förderpumpe bildet sich in den Momentensensoren des Kettenwandlers, wo das zu übertragende mechanische Moment abgestützt wird. Die Druckmodellierung in den Momentensensoren basiert auf Messungen am Kettenwandler und wird mit zwei Geradenabschnitten über dem zu übertragenden Eingangsmoment approximiert. Dabei wird der Einfluss der aktuellen Übersetzung berücksichtigt (vgl. [91] oder [76]).

3.2.6 Reibkupplungen

Im geschlossenen Zustand werden die Reibkupplungen als steife Federelemente modelliert. Das Reibmoment der Kupplungen wird analog zum Haft-/Gleitreibungsverhalten eines auf einer Unterlage bewegten Körpers idealisiert, so dass das Gleitreibungsmoment mit r_m als mittlerem Reibradius und F_a als axialer Anpresskraft dargestellt werden kann (3.2.31).

$$M_{KGleit} = \mu(\Delta\omega_K) \cdot r_m \cdot F_a \tag{3.2.31}$$

Der Anpressdruck stellt die freiwählbare Steuergrösse dar. Die relative Anpresskraft u_K wie nach (3.2.32) definiert.

$$u_K = \frac{F_a}{F_{amax}} \tag{3.2.32}$$

Das übertragbare Gleitmoment ergibt sich aus (3.2.33).

$$tM_{KGleit} = u_K \cdot M_{KGleitmax}(\Delta\omega_K) \tag{3.2.33}$$

mit dem maximalen Gleitmoment von

$$M_{KGleitmax} = \left\{ M_G - (M_G - M_H) \cdot e^{-\frac{|\Delta\omega_K|}{\omega_\mu}} \right\} \cdot sign(\Delta\omega_K) \quad (3.2.34)$$

Dabei werden die konstanten Rutschgrenzen M_H und die Gleitmomente M_G als Funktion der relativen Drehgeschwindigkeit über der Kupplung beschrieben, wobei ω_μ zur Skalierung der Reibungszahländerung dient (Bild 3.2.12).

Die Haftreibung wird als massenloses, steifes Federelement modelliert. Diese Modellierung ist nur für die Stabilität der Simulation notwendig. Dabei wird die Steifigkeit k_r und die Dämpfung β angenommen.

$$M_{KHaft} = k_r \cdot \int \Delta\omega_K dt + \beta \cdot \Delta\omega_K \quad (3.2.35)$$

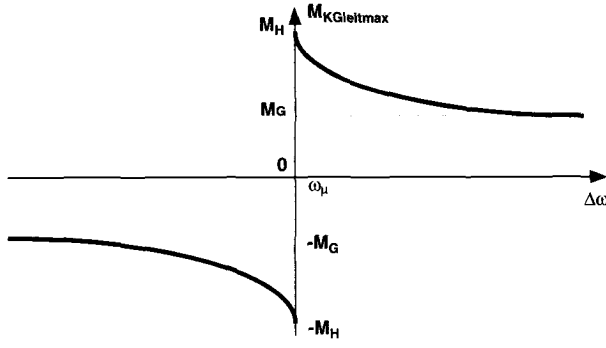


Bild 3.2.12: Maximale Reibkupplungsmomentencharakteristik.

Der Übergang vom Haften zum Gleiten erfolgt entlang der Haftgrenze gemäss Bild 3.2.12, sobald die Haftbedingung (3.2.36) verletzt wird.

$$|M_{KH}| \leq u_K \cdot M_H \quad (3.2.36)$$

Der Übergang vom Gleiten zum Haften erfolgt bei einem Nulldurchgang von $\Delta\omega_K$ und der Einhaltung der Haftbedingung (3.2.36).

3.2.7 Schwungrad und Zwischenwelle

Die Reibverluste des Schwungrades setzen sich aus den Luftreibungsverlusten zwischen Gehäuse und rotierendem Schwungrad sowie den Lagerreibverlusten zwischen dem Schwungrad und der Zwischenwelle zusammen. Dieser zweite Verlustanteil wirkt erst bei abgekoppeltem Schwungrad (d.h. bei geöffneter Reibkupplung K3).

Der Verlauf wurde anhand der Messergebnisse aus [19] mittels einem Polynom 2. Grades für die Luftreibung und einem separaten Polynom für die Lagerreibung modelliert (vgl. auch mit [91]). Die Lagerreibung der Zwischenwelle wird auf dieselbe Art modelliert, wobei die zusätzlichen Massen des Rotors der EM und der Zwischenwelle berücksichtigt werden.

3.2.8 Vereinfachungen

Der Antriebsstrang wird in betriebswarmem Zustand modelliert. Die Kaltstart- und Warmlaufphase von VM, EM und Getriebe werden vernachlässigt. Der Mehrverbrauch durch erhöhte Reibung und verminderte Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge ist nicht berücksichtigt. Dagegen sind die Einflüsse durch Startanreicherung und Auskühlung während den Stillstandsphasen im Taktbetrieb modelliert.

Der Antriebsstrang wird als steife Einheit modelliert, wobei ebenfalls die Reifendynamik vernachlässigt wird.

Die Vereinfachungen bei der Modellierung der Batterien sind direkt in den Kap. 3.2.3 und Kap. 3.2.4 beschrieben.

4 Verbrauchssimulation

Die Simulationen dienen zur Ermittlung des Energieverbrauchs des Antriebsstranges in den verschiedenen Betriebsweisen. Sie dienen als Grundlage zur Bestimmung des gesamtenergetischen Aufwandes beim Betrieb des Fahrzeuges. Es interessieren vor allem diejenigen Betriebszustände, die durch zwei unterschiedliche Antriebskonfigurationen erreicht werden können, z.B. im Elektro- und im Benzinbetrieb. Durch die Nennleistung des Elektromotors von 6 kW ist das Betriebsgebiet demzufolge auf den Geschwindigkeitsbereich von 0 - ca. 65 km/h bei ebener Fahrt beschränkt. Zusätzlich werden jene Bereiche betrachtet, die für die hybride Fahrstrategie von Interesse sind. Die folgenden Berechnungen wurden alle für das Zielfahrzeug der Golfklasse mit einem Testgewicht von 1500 kg durchgeführt.

4.1 Benzinbetrieb

Im angesprochenen Leistungsbereich < 6 kW wird mit Benzin im Taktbetrieb gefahren (vgl. Kap. 2.3.4.1). Zu Vergleichszwecken wird derselbe Antriebsstrang im Drosselbetrieb simuliert. Dies bedeutet einen Motorbetrieb bei konstant 1800 min^{-1}, wobei die Geschwindigkeitsanforderungen durch das CVT erfüllt werden. Beide Simulationen gehen von einer Speisung des Bordnetzes durch die Fahrbatterie aus, so dass die EM nicht im generatorischen Betrieb arbeitet und unbelastet mitdreht (vgl. Kap. 2.3.3.1).

4.1.1 Konstantleistung im Taktbetrieb

Ultimativ wird der Taktbetrieb – eine Teillastverbesserungsmassnahme des VM – mit dem elektrischen Betrieb verglichen. Der ermittelte Verbrauch im Taktbetrieb ist in Bild 4.1.1 dargestellt. Der Einfluss der Teillastverbesse-

rungsmassnahme ist anhand des absoluten Verbrauchsniveaus erkennbar. Durch den Taktbetrieb kann bei kleinen Geschwindigkeiten eine Verbrauchserhöhung gegenüber dem Minimum deutlich reduziert werden. Dies ist eine Stärke der Betriebspunktverschiebung des VM. Der Verbrauchsanstieg bei kleinen Geschwindigkeiten wird vor allem durch den reduzierten Getriebewirkungsgrad und die stärker ins Gewicht fallende Schwungradreibung verursacht. In Bild 4.1.1 ist der Verbrauch über der Leistung und der Fahrzeuggeschwindigkeit, d.h. der Raddrehzahl aufgetragen. Dadurch wird die Lastabhängigkeit des Antriebswirkungsgrades erkennbar. Die Fahrt in der Ebene als die übliche Voraussetzung zur Verbrauchsermittlung ist als Trajektorie gekennzeichnet.

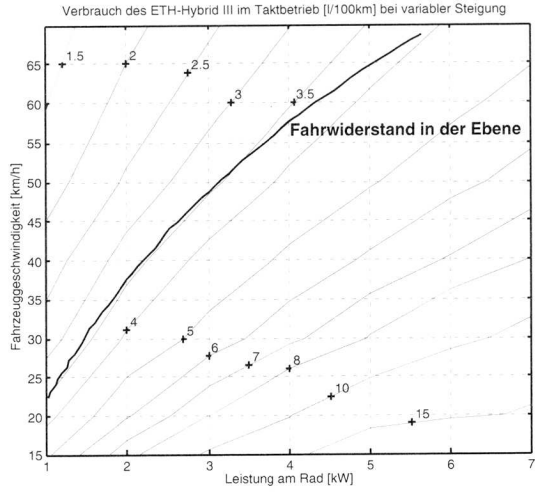


Bild 4.1.1: Benzinverbrauch im Taktbetrieb bei variabler Steigung und Speisung des 12V-Bordnetzes ab Fahrbatterie.

4.1.2 Konstantleistung im Drosselbetrieb

Im Drosselbetrieb wird der VM mittels dem stufenlosen Getriebe stets bei einer Motordrehzahl von 1800 min^{-1} gehalten, was der Minimaldrehzahl für Vollastbetrieb entspricht. Der minimale Verbrauch wird bei höheren

Geschwindigkeiten als beim Taktbetrieb erreicht (60 - 70 km/h) und unterliegt einem grösseren Gradienten bei kleinen Geschwindigkeiten (Bild 4.1.2). Der Verbrauch im Drosselbetrieb ist unterhalb von 50 km/h über 25% höher als beim Taktbetrieb. Zu höheren Leistungen nimmt der Verbrauchsvorteil wie erwartet ab.

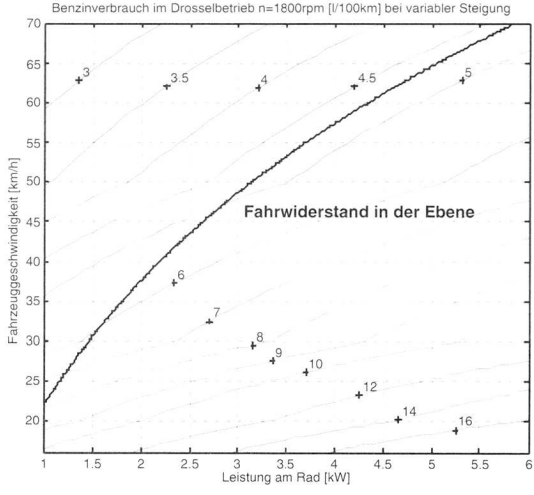


Bild 4.1.2: Benzinverbrauch im Drosselbetrieb und bei variabler Steigung. Der VM wird bei 1800 min^{-1} betrieben. Die Bordnetzspeisung erfolgt ab Fahrbatterie.

4.1.3 Europäischer Stadtzyklus ECE-R15/04

Die in [91] durchgeführte Optimierung der Ein- und Ausschaltdrehzahl des Schwungrades im Taktbetrieb ergab einen Verbrauchsanstieg unterhalb von 5% für eine konstante Ein- und Ausschaltdrehzahl bei 1800 min^{-1} und 3600 min^{-1} gegenüber den leistungsabhängigen variablen Drehzahlen. Da konstante Schaltdrehzahlen eine wesentlich einfachere und schnellere Steuerung ermöglichen, wurde diese Variante bevorzugt (vgl. Kap. 2.3.4.1).

Der simulierte Verbrauch unter Berücksichtigung der Versorgung des 12 V-Bordnetzes ab Fahrbatterie ist in Tabelle 4.1.1 angegeben. Der Verlauf

der Fahrgeschwindigkeit, der Schwungrad- und Motordrehzahl ist für den Fall des Taktbetriebes aus Bild 4.1.3 zu entnehmen.

Testzyklus	Einheit	Verbrauch
ECE R15/04 mit konstanten Ein- und Ausschaltdrehzahlen des Schwungrades	l/100km	4.53
ECE R15/04 mit gedrosseltem Permanentbetrieb des VM bei 1800 min^{-1} ohne Rekuperation	l/100km	9.94
ECE R15/04 mit gedrosseltem Betrieb des VM bei 1800 min^{-1} und unter Ausnutzung der Schwungnutz- und Rekuperation	l/100km	6.10

Tabelle 4.1.1: ECE-R15/04 Zyklusverbrauch mit 12V-Speisung ab Fahrbatterie (Sim.).

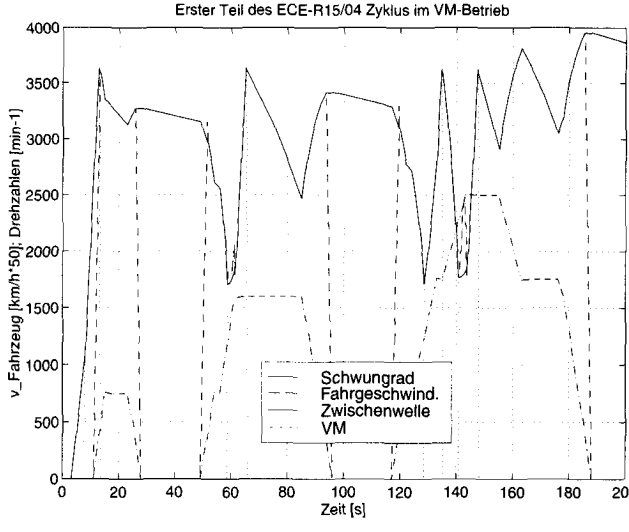


Bild 4.1.3: Ausschnitt aus dem ECE-R15/04 Zyklus im Benzinbetrieb. Darstellung von Drehzahlen und Geschwindigkeit wobei bei kleinen Leistungen im Taktbetrieb gefahren wird.

Vergleicht man im selben Fahrzeug den Drosselbetrieb mit ständig laufendem VM und ohne Rekuperation gegenüber dem Betrieb mit Berücksichtigung einer Rekuperation von 50% Wirkungsgrad und Schwungnut-

zung (d.h. der VM wird bei Verzögerung und bei Stillstand abgeschaltet), aber immer noch bei gedrosselter Fahrweise, resultiert eine Verbrauchseinsparung von 39%. Mit dem Einsatz des Taktbetriebes kann der Verbrauch um weitere 16% reduziert werden. Dabei ist in Erinnerung zu rufen, dass für alle drei Fälle das gleiche Fahrzeuggewicht verwendet wurde. Für den Drosselbetrieb ohne Nutzung der Rekuperation könnte durch den den Verzicht des Schwungrades eine Gewichtsreduktion erzielt werden.

4.2 Elektrobetrieb

4.2.1 Konstantfahrt

Im Elektrobetrieb kann die Wirkungsgradkette in den Antriebsstrang und die Batterie aufgeteilt werden. Der Ladezustand der Batterie ist ein Parameter, der den Wirkungsgrad der Leistungsentnahme aus der Batterie beeinflusst. Vernachlässigt man den Einfluss der ladezustandsbedingten Spannungsschwankungen auf den Wirkungsgrad der Leistungselektronik,wird der Wirkungsgrad des Antriebsstranges unabhängig vom Batterieverhalten. Der beste Wirkungsgrad im Elektrobetrieb wird bei abgekoppeltem Schwungrad erzielt. Der Wirkungsgrad ist in Bild 4.2.1 aufgetragen. Der Verlauf der Linien konstanten Wirkungsgrades werden durch die erhöhten Verluste im i^2-CVT in der Nähe des Synchronpunktes des Kettenwandlers, d.h. am Rande des Übersetzungsbereiches bestimmt. Gleichzeitig stösst man hier an die Grenzen der Modellbeschreibung (Wechsel zwischen zwei Wirkungsgradkennfeldern für die beiden Gänge), was ebenfalls in Bild 4.2.3 und abgeschwächter in Bild 4.2.5 erkennbar ist.

Berücksichtigt man das Schwungrad als Beschleunigungsreserve (vgl. Kap. 2.3.4.2), so reduziert sich der Wirkungsgrad um die Verluste des Schwungrades, wobei vor allem die Luftreibungsleistung ins Gewicht fällt. Die erforderliche Schwungraddrehzahl ist aus Bild 4.2.4 ersichtlich. Bei ebener Fahrt ist der Einfluss in Bild 4.2.3 aufgezeigt. Der Umschaltpunkt

der beiden Getriebegänge verschiebt sich infolge der höheren Schwungraddrehzahl zu einer höheren Geschwindigkeit. Oberhalb 50 km/h treten dieselben Werte des Wirkungsgrades auf, da das Schwungrad entladen ist und somit für beide Fälle die gleichen Drehzahlverhältnisse herrschen (vgl. Kap. 4.2.2).

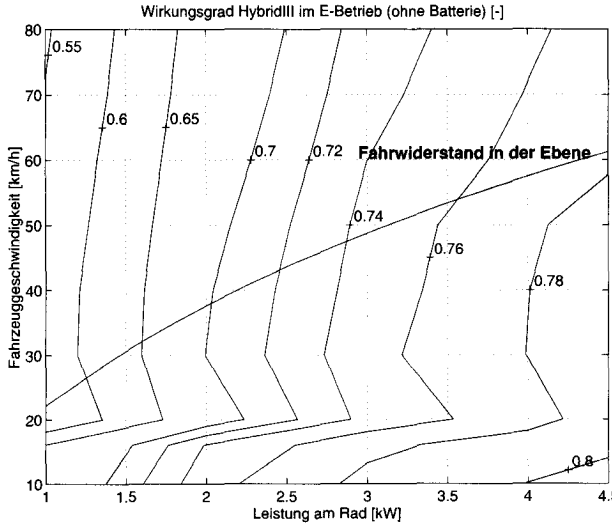


Bild 4.2.1: Wirkungsgrad des Antriebes im elektrischen Betrieb ab Batterie mit abgekoppeltem Schwungrad und im Fahrbetrieb. Die Batterie und Bordnetzspeisung werden hier nicht mitberücksichtigt. Die EM dreht bei konstant 1800 min^{-1}.

4.2.2 Beschleunigungsreserve

Die elektrische Leistung von 6 kW reicht nicht aus, um das Fahrzeug in 10 Sekunden von 10 - 50 km/h zu beschleunigen. Die Drehzahl des Schwungrades ist so zu wählen, dass die Energie zur Abdeckung der Zusatzleistung für die erforderliche Zeit zur Verfügung steht. Um den Anfahrvorgang auszuklammern, wird die Zeitmessung bei 10 km/h gestartet. Weiter wird eine Beschleunigung bei konstanter Leistung angenommen. Die Beschleunigungszeit für eine beliebige Startgeschwindigkeit < 50 km/h ist durch die Beschleunigungsleistung gegeben. Der Zusammenhang Beschleunigungszeit und erforderliche Radleistung ist in Bild 4.2.2 aufgetragen.

Abgeleitet davon resultiert für eine Beschleunigungszeit von 10 Sekunden eine Beschleunigungsleistung von 10.5 kW, die durch das Schwungrad neben der maximalen Leistung der EM von 6 kW zur Verfügung gestellt werden muss.

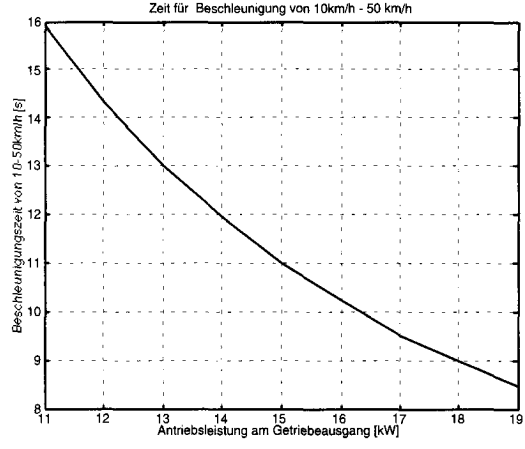


Bild 4.2.2: Beschleunigungszeiten von 10-50 km/h in Funktion der erforderlichen Antriebsleistung für eine Beschleunigung bei konstanter Leistung.

Ausgehend von einem mittleren Übertragungswirkungsgrad von $\eta_{CVT} = 0.8$ ergibt sich eine erforderliche Energie von 131 kJ im Schwungrad nach (4.2.1) für eine Beschleunigungszeit von 10 Sekunden und bei konstanter Beschleunigungsleistung.

$$E_{Kin} = \int \left(P_{Ra} \cdot \frac{1}{\eta_{CVT}} \right) dt \qquad (4.2.1)$$

Mit einer minimalen Schwungraddrehzahl von 1800 min^{-1} und einem zügigen Beschleunigungsvermögen bis 50 km/h resultiert ein Solldrehzahlverlauf des Schwungrades in Funktion der Geschwindigkeit (Bild 4.2.4). Wie in Bild 5.1.11 dargestellt, tritt bei den erforderlichen Drehzahlen eine nicht unerhebliche Luftreibung am Schwungrad auf, die bei Konstantfahrt durch die EM gedeckt werden muss. Der Vergleich der aufzubringenden Leistung ist in Bild 4.2.5 dargestellt. Der Einfluss auf den Wirkungsgrad ist in Bild 4.2.3 zu sehen.

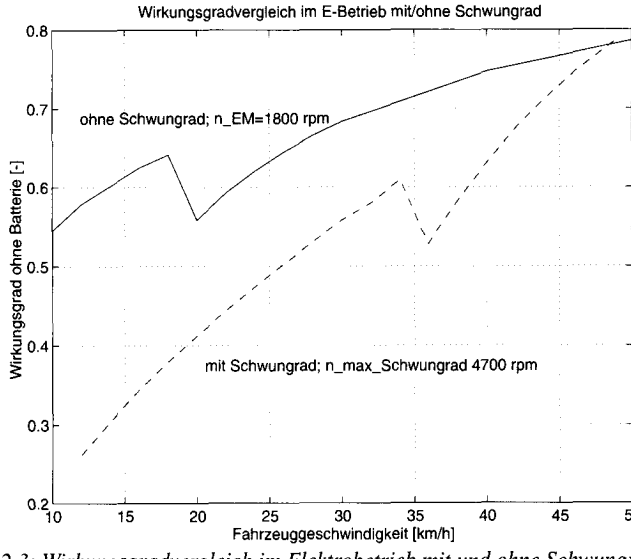


Bild 4.2.3: Wirkungsgradvergleich im Elektrobetrieb mit und ohne Schwungrad ohne Generatorbetrieb. Die Drehzahl des Schwungrades ist eine Funktion der Geschwindigkeit. Der Wirkungsgradsprung bei 18 km/h resp. 35 km/h spiegelt eine Modellungenauigkeit wider.

Die Einhaltung dieser Solldrehzahl muss nur bei deren Unterschreitung durch eine Beschleunigung des Schwungrades durch die EM korrigiert werden. Dies führt zu einem Leistungsregler für die EM. Dieser stellt die Strategie zur Definition der mittleren Leistung des EM (vgl. Kap. 2.3.3.3) dar. Durch die Wahl der Regelparameter kann die Anpassung der Leistung der EM, gekoppelt mit der tolerierbaren Abweichung des Schwungrades, von der Solldrehzahl beeinflusst werden.

Eine simulierte Beschleunigung von 10 auf 50 km/h ist in Bild 4.2.6 dargestellt. Die Schaltpunkte des Getriebes (K -> L und L -> S) sind erkennbar durch die kurzzeitige Zurücknahme der Leistung infolge Zugkraftunterbruchs.

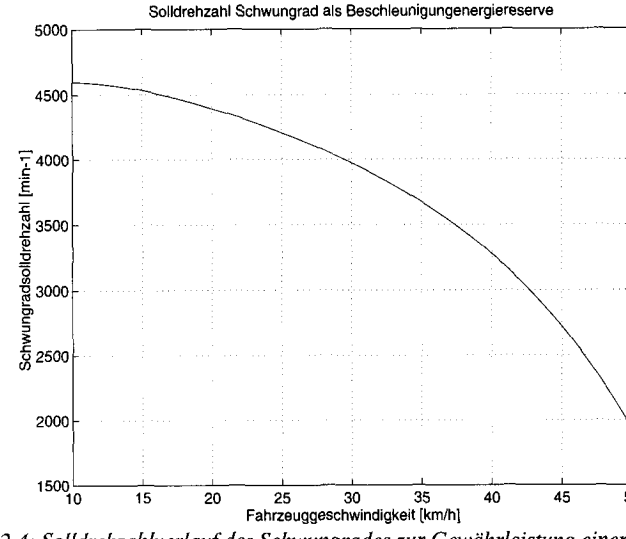


Bild 4.2.4: Solldrehzahlverlauf des Schwungrades zur Gewährleistung einer minimalen Beschleunigung im Elektrobetrieb bei einer Fahrzeugmasse von 1500 kg und einem nutzbaren Trägheitsmoment von $\theta = 1.372\ kgm^2$.

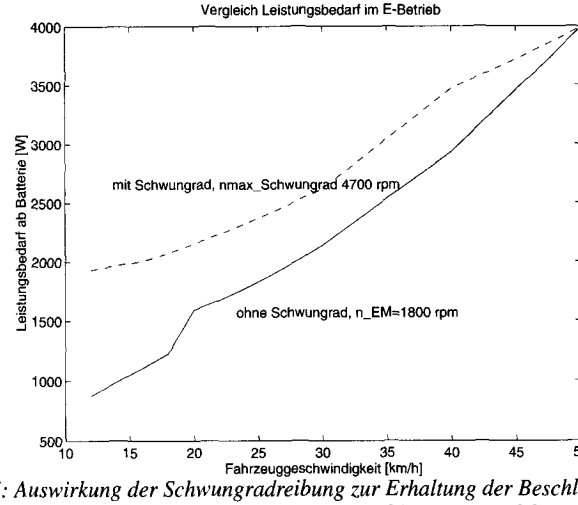


Bild 4.2.5: Auswirkung der Schwungradreibung zur Erhaltung der Beschleunigungsreserve auf den Leistungsbedarf der EM bei Konstantfahrt.

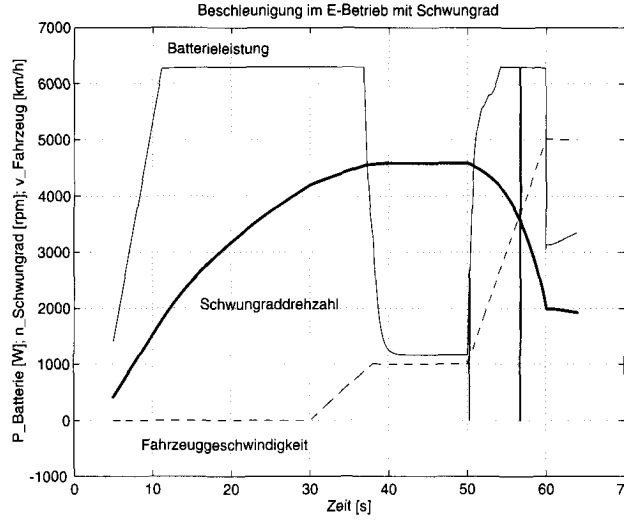


Bild 4.2.6: Beschleunigung im Elektrobetrieb unter der Ausnutzung des Schwungrades (ca. 10.5 kW). Bis zur Zeit von 40 Sek. wird das Schwungrad geladen. Zwischen Sek. 50 - 60 findet die Beschleunigung auf 50 km/h statt.

4.2.3 Verbrauch im europäischen Stadtzyklus ECE R15/04

Im elektrischen Betrieb erfolgt die Speisung des Bordnetzes ab Fahrbatterie, da die elektrische Maschine zumindest in den Phasen der positiven Leistungsabgabe nicht generatorisch arbeiten kann. Der Verbrauch ab Batterie ist in Tabelle 4.2.1 dargestellt.

Testzyklus	Einheit	Verbrauch
ECE R15/04 mit Beschleunigungsreserve im Schwungrad	kWh/100km	11.65[a)]

a)Der Verbrauch beläuft sich auf 12.77 kWh/100km falls die anfängliche Beschleunigung des Schwungrades vom Stillstand auf 4700 min^{-1} dem Zyklus belastet wird.

Tabelle 4.2.1: Stromverbrauch ab Batterie ohne Speisung des Bordnetzes.

In Bild 4.2.7 ist der erste Teil eines ECE-Zyklus dargestellt. Die ersten 40 Sekunden werden benötigt, um das Schwungrad auf die erforderliche Drehzahl zu beschleunigen, d.h. die Beschleunigungsreserve aufzubauen. Es ist erkennbar, dass während des ECE-Zyklus nicht in die Batterie, sondern in

das Schwungrad rekuperiert wird. Zudem sind die Gangwechsel am Verlauf der Batterieleistung erkennbar. In den Schaltzeiten wird die Leistung infolge Zugskraftunterbruchs zurückgenommen.

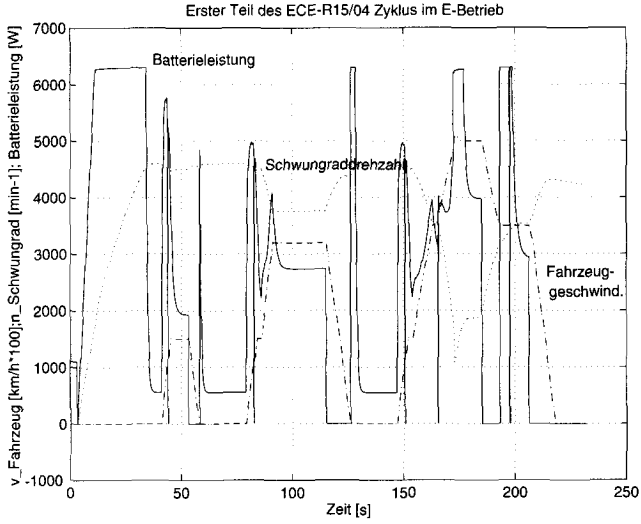


Bild 4.2.7: Teil eines ECE -R15/04 Zyklus im Elektrobetrieb. Die Batterieleistung entspricht dem Leistungsbedarf für den Antrieb des Fahrzeuges.

4.2.4 Einfluss des Batterieladegrades auf den Verbrauch

Der Ladungszustand der Batterie ist unter anderen eine verbrauchsbeeinflussende Grösse. Da aber der Ladezustand auch von der Vorgeschichte abhängig ist und nicht alleine an die Fahrweise des Fahrzeugs gekoppelt ist, wird die Ermittlung des Energiebedarfs des Fahrzeugs im Elektrobetrieb aufgeteilt.

4.2.4.1 Bleibatterie

Die Bleibatterie – modelliert gemäss Kap. 3.2.3 – wird für eine Nettoleistung von 6 kW mit Strömen bis zu einer C-Rate von $C_{0.66}$ belastet. Der energetische Entladewirkungsgrad ist in Bild 4.2.8 dargestellt, dabei ist zu berücksichtigen, dass bei hoher Batteriebelastung nicht die gesamte Energiekapazität der Batterie genutzt werden kann (vgl. Bild 3.2.4).

Beim Ladungsvorgang treten bei kurzzeitiger Rekuperation (< 30 s) neben den Verlusten durch hohe Leistungen auch Verluste durch eine verzögerte Ladungsannahme der Batterie auf. Die stationären Ladewirkungsgrade sind aus Bild 4.2.9 erkennbar. Durch die verzögerte Energieaufnahme der Batterie gewinnt die Rekuperation ins Schwungrad neben dem Aufbau der Beschleunigungsreserve an Bedeutung.

Bei Netzladungen von > 6 Stunden für eine Volladung ist ein sehr guter Ladewirkungsgrad der Batterie erzielbar. Der Batterie ist im Falle der Netzladung ein Ladegerät mit integriertem AC/DC Wandler vorgeschaltet, das über einen energetischen Wirkungsgrad von $\eta_{Ladegerät} = 0.85$ verfügt.

Die Abhängigkeit des über die Dauer eines ECE-Zyklus integrierten energetischen Wirkungsgrades vom Ladezustand der Batterie ist in Bild 4.2.10 erkennbar. Für die Batterie kann somit ein Entladewirkungsgrad von 0.85 - 0.91 angegeben werden. Erfolgt die Batterieladung vom Netz < 1kW, kann der Energiebedarf im ECE-Zyklus aus Tabelle 4.2.2 entnommen werden.

	Einheit	Bleibatterie	NiMH-Batterie
Fahrzeugmasse	kg	1500	1445
Verbrauch ab Batterie	[kWh/100km]	11.65	11.38
Entladewirkungsgrad Batterie	[–]	0.85 - 0.91	0.7 - 0.85
Ladewirkungsgrad (>6 Stunden)	[–]	0.94	0.77
Wirkungsgrad Ladegerät	[–]	0.85	0.85
Energiebedarf ab Netz	[kWh/100km]	16.02 - 17.15	20.70 - 24.84

Tabelle 4.2.2: Verbrauch im Elektrobetrieb im ECE-R15/04- Zyklus mit einer Bleibatterie und einer NiMH-Batterie bei 6-stündiger Ladung.

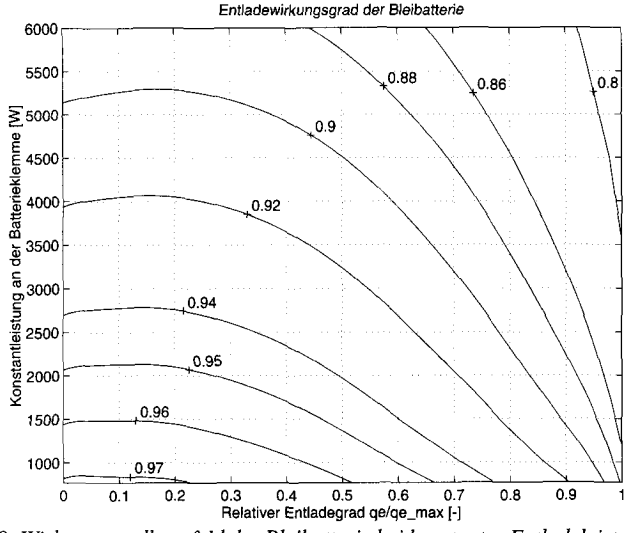


Bild 4.2.8: Wirkungsgradkennfeld der Bleibatterie bei konstanter Entladeleistung, aufgetragen über dem relativen Entladegrad.

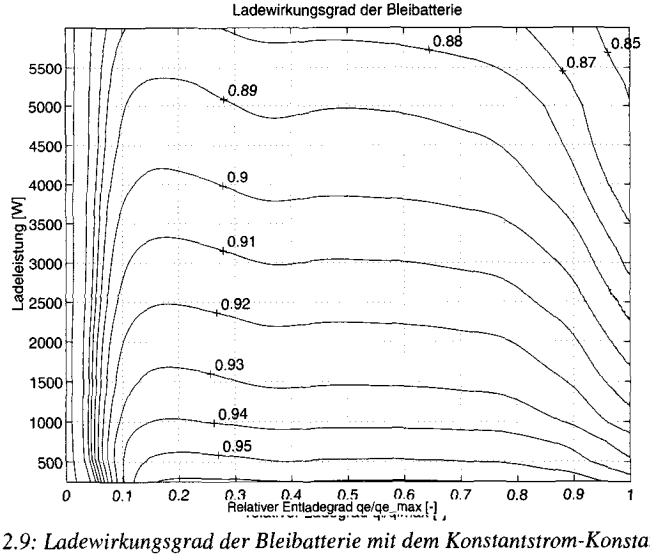


Bild 4.2.9: Ladewirkungsgrad der Bleibatterie mit dem Konstantstrom-Konstantspannung-Konstantstrom-IUI-Ladeverfahren.

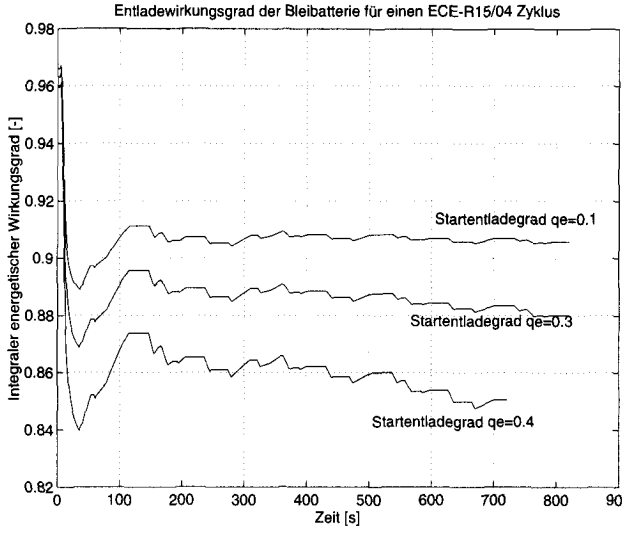


Bild 4.2.10: Integraler energetischer Entladewirkungsgrad der Bleibatterie bei unterschiedlich stark entladener Batterie. Der Zyklus dauert 820 s.

4.2.4.2 NiMH Batterie

Nach Literaturangaben resultieren bei der NiMH-Batterie Entladewirkungsgrade von 0.7 - 0.85. Die Ladewirkungsgrade für mehrstündige Ladevorgänge erreichen Werte um 0.77 [44] und [45].

Durch das geringere Gewicht der NiMH-Batterie von 90 kg bei gleicher Kapazität ist im ECE-R15/04 Zyklus im Taktbetrieb eine Verbrauchseinsparung von 6.2% (4.25 l/100km) gegenüber der Bleibatterievariante erzielbar. Im elektrischen Betrieb ist eine Leistung von 11.376 kWh/100km ab Batterie erforderlich. Dies entspricht einer Reduktion von 2.4% gegenüber der Bleibatterie (vgl. Tabelle 4.2.2). Bei der NiMH fällt aber ein integraler energetischer Entladewirkungsgrad von $\eta_{Entlade} = 0.84$ ins Gewicht. Zusammen mit dem gegenüber der Bleibatterie reduzierten Ladewirkungsgrad resultiert eine Verbrauchserhöhung von 29%. Die NiMH-Batterie stellt somit vor allem für den Benzinbetrieb - durch die mögliche Massenreduktion des Fahrzeuges - eine Alternative dar.

4.2.5 Verbrauchsvergleich des Benzin- und Elektrobetriebs

In der Tabelle 4.2.3 ist der Verbrauch der verschiedenen Betriebsarten dargestellt. Das Fahrzeuggewicht wird mit 1500 kg angenommen. Ausgenommen sind die Simulationen mit NiMH-Batterien (1410 kg) und das Referenzfahrzeug, das über ein Prüfgewicht von 1170 kg verfügt.

Betriebsart	Einheit	Konstant 30 km/h	Konstant 50 km/h	Konstant 70 km/h	ECE Zyklus mit Rekup.	ECE Zyklus ohne Rekup.
Referenzfz (Handschaltung)	*l/100 km*	–[a)]	–	–	–	8.9
Taktbetrieb mit Bleibatt.	l/100 km	3.35	3.47	4.0	4.53	–[b)]
Taktbetrieb mit NiMH-Batt.	l/100 km	3.33	3.39	3.91	4.25	–
Drosselbetrieb	l/100 km	6.1	4.75	4.7	6.10	9.94
Elektro ohne Schwungrad ab Bleibatt.	kWh/ 100km	7.9	8.4	–[c)]	–	–
Elektro mit Schwungrad ab Bleibatt.	kWh/ 100km	9.1	8.4	–	11.7[d)] (12.8)[e)]	
Elektro mit Schwungrad ab Netz mit Bleibatt.	kWh/ 100km	12.5-13.4[f)]	11.6-12.4	–	16.0-17.2	–
Elektro mit Schwungrad ab Netz mit NiMH-Batt.	kWh/ 100km	16.5-19.8	15.3-18.3	–	20.7-24.8	–

a)Vom Referenzfahrzeug sind keine Konstantfahrverbrauchswerte bekannt.
b)Im Taktbetrieb wird das Schwungrad stets benötigt, somit kann die Rekuperation genutzt werden
c)Elektrobetrieb ohne Schwungrad kein ECE-Zyklus fahrbar Maximalgeschwindigkeit 60 km/h
d)Wird das Schwungrad im Elektrobetrieb eingestzt, wird es auch als Rekuperationsspeicher genutzt.
e)Dieser Verbrauch beinhaltet die anfängliche Beschleunigung des Schwungrades auf 4700 min^{-1}.
f)Der Bereich des Energieverbrauchs wird durch den Ladezustand abhängigen Wirkungsgrad der Batterie verursacht.

Tabelle 4.2.3: Energieverbrauch im Fahrzeug für die verschiedenen Betriebsarten bei jeweils ausschliesslicher Verwendung von Benzin oder Strom. Die Versorgung des Bordnetzes wurde hier nicht berücksichtigt.

4.3 Hybride Fahrstrategien

Mit den Simulationen soll abgeschätzt werden, wann eine hybride Fahrstrategie zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrads eingesetzt werden kann.

4.3.1 Anpassung der Taktfrequenz und des Drosselbetriebs

Durch die Kombination von EM und VM können sowohl der Leistungsbereich wie auch der einzelne Taktverlauf des Taktbetriebes beeinflusst werden. Durch die Kombination der Leistung aus dem Schwungrad und der EM kann die Zyklusdauer des Taktbetriebes bei gleichbleibender Leistungsabgabe verlängert werden oder die Leistungsabgabe kann bei gleicher Taktdauer gesteigert werden, d.h. die EM kann ein Teil der Leistung des VM substituieren oder im zweiten Fall werden die beiden Leistungen addiert. Dadurch kann das Betriebsgebiet des Taktbetriebes erweitert werden, wodurch der Einsatzbereich des Drosselbetriebes reduziert oder sogar aufgehoben werden kann.

Der Verbrauch für Takt- und Drosselbetrieb ist in Bild 4.3.1 beispielhaft am Lastschnitt bei 50 km/h im Schnellgang dargestellt. Man erkennt den Verbrauchsvorteil im Taktbetrieb bis zu einer Leistung von $P_{Grenz} = 12.37$ kW. Die Vollastleistung des VM bei $n_{VMmin} = 1800$ min^{-1} beträgt am Rad 13.54 kW. Im Taktbetrieb ist der Verbrauchsanstieg bei steigender Leistung, aufgrund der zunehmenden Start-Stop-Verluste, höher als im Drosselbetrieb.

Der Drosselbetrieb hat gemäss [91] im Langsamgang keine praktische Bedeutung, weil im unteren Geschwindigkeitsbereich die Vollastleistung des VM unterhalb der Leistung P_{Grenze} liegt, was ein Umschalten auf den Drosselbetrieb zu einem reduzierten Verbrauch führen würde. Der obere Geschwindigkeitsbereich im Gang L wird nur unter unüblichen Randbedingungen und kurzzeitig befahren (Schwungraddrehzahlen oberhalb der Ladegrenze beim Taktbetrieb). Deshalb kann auf eine Beurteilung der Leistungsaddition im Langsamgang verzichtet werden.

Der Gesamtwirkungsgrad im Taktbetrieb kann mit der EM verbessert werden, falls die elektrische Leistung einen besseren Wirkungsgrad als die Steigung der Verbrauchsgerade im Taktbetrieb in Bild 4.3.1 aufweist. Durch die Variation des Wirkungsgrades des Getriebes und des VM variiert dieser Grenzwirkungsgrad über der Geschwindigkeit, wie in Bild 4.3.2 ersichtlich

ist. Für den Langsamgang liegen die Grenzverbräuche im Bereich von 0.295 - 0.305 kg/kWh und somit etwas höher als im Schnellgang.

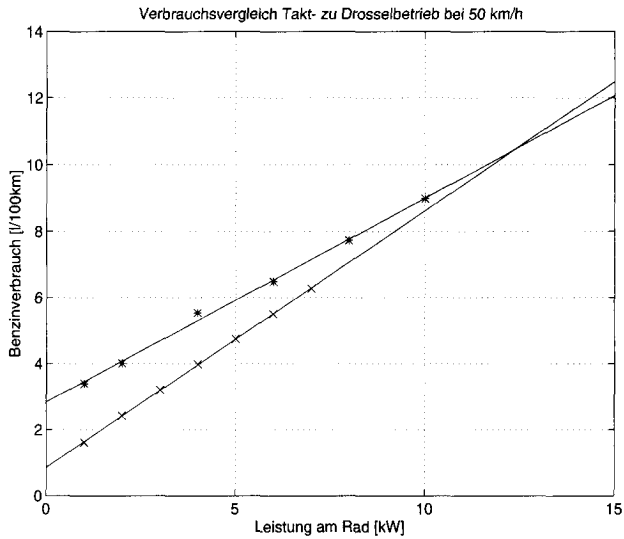


Bild 4.3.1: Berechnete und interpolierte Verbrauchswerte mit Bordnetzspeisung ab Batterie im Taktbetrieb (-x-) und im Drosselbetrieb (--) bei 50 km/h im Schnellgang.*

Der Wirkungsgrad des elektrischen Pfades variiert einerseits über der Drehzahl und andererseits in der zu substituierenden Leistung. Hier treffen die gegenläufigen Effekte eines steigenden Wirkungsgrades der EM und eines fallenden Batteriewirkungsgrades zusammen. Wie in Bild 4.3.3 ersichtlich, kann im Bereich 2 - 3 kW die EM den sonst überwiegenden Batteriewirkungsgrad kompensieren.

Im Taktbetrieb variiert die gemittelte Drehzahl des Schwungrades und der EM je nach abgegebener Leistung im Bereich 2400 - 2650 min^{-1}.

Der Grenzverbrauch in Bild 4.3.2 stellt denjenigen Verbrauch dar, der bei Betrachtung der gesamten Energiekette durch den Elektrobetrieb zu unterbieten ist, sollte mittels Elektrotraktion der Wirkungsgrad des Taktbetriebes oder des Drosselbetriebes verbessert werden. Der erforderliche Wirkungsgrad des elektrischen Leistungspfades bei Netzaufladung für eine Substitu-

tion des Drosselbetrieb muss nach Bild 4.3.2 um 18 - 22% höher sein, als für eine Substitution im Taktbetrieb.

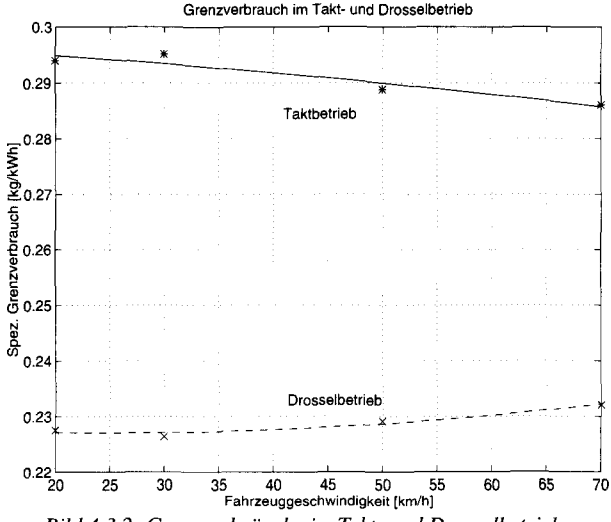


Bild 4.3.2: Grenzverbräuche im Takt- und Drosselbetrieb.

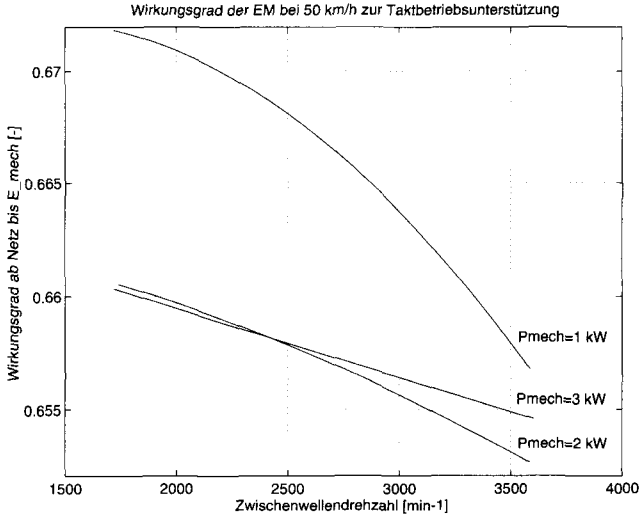


Bild 4.3.3: Wirkungsgrad der EM vom Netz bis zur Strasse unter Berücksichtigung des Lade- und Entladewirkungsgrades der Bleibatterie und des Ladegerätes bei einem mittleren Ladegrad von 50%.

Bei einem Heizwert von 43.0 MJ/kg Benzin ergibt sich der Grenzwirkungsgrad für den Taktbetrieb nach Bild 4.3.2 zwischen η_{th} = 0.283 - 0.292. Gekoppelt mit den vorgelagerten Ketten ist dieser Grenzwirkungsgrad der elektrischen Kette basierend auf Bild 4.3.3 gegenüberzustellen.

Der Drosselbereich zwischen Taktbetrieb und Vollastleistung umfasst je nach Geschwindigkeit eine Leistungsspanne von 0 - 2 kW. Das absolute Leistungsniveau des Drosselbetriebes bewegt sich zwischen 12 - 14 kW.

4.3.2 Leistungsanpassung im Überlandbetrieb

Durch den Verzicht auf eine Beschleunigungsreserve beim Betrieb des VM entsteht im Überlandbetrieb beim Wunsch nach schnellen Leistungssprüngen die Ambivalenz zwischen stetiger Erhöhung der Abtriebsleistung und dem Leistunsgbedarf zur Drehzahlanpassung des VM, d.h. eine Nichtminimalphasigkeit des Systems. Dieses Verhalten ist mit dem Rückschaltvorgang bei handgeschalteten Getrieben vergleichbar. Die EM kann dazu genutzt werden, die Verstellgeschwindigkeit im Überlandbetrieb bei einer Übersetzungsanpassung zu erhöhen. Wie in [74] und [26] aber eindrücklich gezeigt wird, reicht die Leistung der EM bei weitem nicht aus, die Trägheiten innerhalb von 0.2 Sekunden so zu beschleunigen, dass jeder Fahrwunsch erfüllt werden kann. Bei extremen Leistungswunschänderungen kann neben der Überwindung der Trägheiten auch die Verstellgeschwindigkeit des Kettenwandlers zu einem limitierenden Faktor werden.

4.3.3 Autarker Ladebetrieb

Der Ladebetrieb der Batterie während des Taktbetriebes stellt den umgekehrten Fall einer Taktdauerverlängerung dar. Die EM wird als Generator betrieben. Um dieses Ladeverfahren mit der Netzspeisung vergleichen zu können, reicht es aus, den Wirkungsgrad der Stromerzeugung bis zu den Batterieklemmen zu berechnen. Der Wirkungsgrad der Batterie ist unabhängig von der Quelle der Ladeleistung.

Im Taktbetrieb wird die zusätzlich erforderliche mechanische Leistung analog Kap. 4.3.1 mit dem Grenzwirkungsgrad erzeugt. In diesem Fall ist aber der Grenzwirkungsgrad des VM anzuwenden, da diese Leistung nicht zusätzlich über das Getriebe fliesst, sondern direkt in der EM umgewandelt wird. Die zusätzliche Reibleistung der Lager der Zwischenwelle werden vernachlässigt (4.3.1).

$$\Delta \dot{m}_{Benzin} = \frac{P_{EL}}{\eta_{El} \cdot m(\omega_{VM}) \cdot H_u} \tag{4.3.1}$$

Der Grenzwirkungsgrad des VM entspricht der Steigung m der Williamsgeraden (vgl. Kap. 3.2.1). Sie wird mit einer parabolischen Funktion nach [91] approximiert (4.3.2).

$$m(\omega_{VM}) = -5.357 \cdot 10^{-7} \cdot \omega_{VM}^2 + 4.263 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_{VM} + 0.3178 \tag{4.3.2}$$

In Bild 4.3.4 ist der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebes η_{El} bis zur Batterie dargestellt.

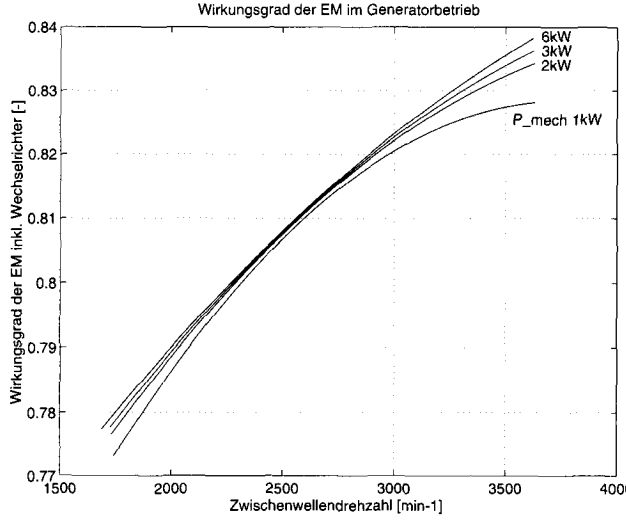


Bild 4.3.4: Wirkungsgrade der EM im autarken Ladebetrieb bei verschiedenen mechanischen Antriebsleistungen. Der Antrieb befindet sich im Schnellgang und treibt das Fahrzeug mit 50 km/h in der Ebene an.

Dem gezeigten Kennfeld liegt eine konstante Fahrzeuggeschwindigkeit von 50 km/h zugrunde, da die Abtriebsdrehzahl den Wirkungsgrad des Getriebes beeinflusst und dementsprechend auch den Gesamtwirkungsgrad. Die Stromerzeugung im Fahrzeug geschieht somit mit einem Wirkungsgrad von 0.30 - 0.33.

Bei der vergleichbaren Netzladung ist nur das Ladegeräte mit einem Wirkungsgrad von $\eta_{LG} \approx 0.85$ zu berücksichtigen. Der Vergleich in Tabelle 4.3.1 wird an den Batterieklemmen durchgeführt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der Einsatz einer hybriden Fahrstrategie entscheidend durch die Wirkungsgrade in den vorgelagerten Pfaden der Energiebereitstellung beeinflusst wird.

Hybridstrategie	Wirkungsgrad Benzinbetrieb ab Tank	Wirkungsgrad elektrisch ab Netz
Verlängerung Taktintervall	0.283 - 0.292	0.655 - 0.67
Substitution Drosselbetrieb	0.361 - 0.367	0.655 - 0.67
Autarker Betrieb[a)]	0.30 - 0.33	0.85

a)Wirkungsgrad von Tank bis Batterie oder Netz bis Batterie, exklusiv η_I der Batterie

Tabelle 4.3.1: Wirkungsgradvergleich im Fahrzeug zur Evaluation einer möglichen hybriden Fahrstrategie.

4.4 Erzeugung der Bordnetzspannung

Im ETH-Hybrid III Fahrzeug kann das 12 V-Bordnetz aus zwei Quellen gespiesen werden. Einerseits kann die EM im Generatorbetrieb das Bordnetz versorgen. Andererseits kann die 12 V-Speiseleistung über einen DC/DC Wandler von der 120 V-Fahrbatterie entnommen werden. Somit stellt sich die Frage, wann der generatorische Betrieb gegenüber der Speisung ab Fahrbatterie energetisch effizienter ist. Als Sonderfall muss hier der elektrische Antriebsbetrieb betrachtete werden, da die EM motorisch betrieben

wird, und damit eine gleichzeitige Speisung des Bordnetzes durch die EM nicht möglich ist.

Wird der gemittelte elektrische Leistungsbedarf von 250 W für den Betrieb des Antriebsstranges im generatorischen Betrieb bereitgestellt, resultiert im Taktbetrieb das Verbrauchskennfeld gemäss Bild 4.4.1.

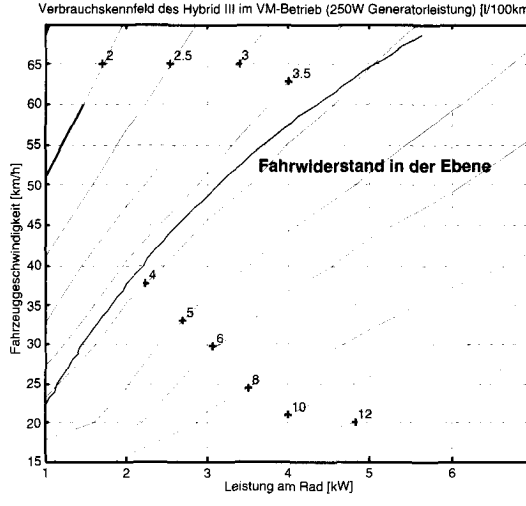


Bild 4.4.1: Verbrauchskennfeld im Taktbetrieb bei variabler Steigung mit 250 W elektrischer Speisung des 12 V-Bordnetzes ab Generator.

Unter der Voraussetzung eines mittleren gleichbleibenden Strombedarfs wird die Beurteilung des Mehrverbrauchs an Benzin durch die generatorische Speisung auf einer zeitlichen Basis durchgeführt. Die Simulationsergebnisse in Bild 4.4.2 weisen auf eine schwache Abhängigkeit von der Antriebsleistung hin. Dies ist plausibel, bewegt sich doch der Betriebspunkt der EM stets auf der gleichen Betriebspunktlinie im Drehzahl-Drehmomentenkennfeld. Was sich ändert, ist die Geschwindigkeit, mit der die einzelnen Punkte durchfahren werden und somit die mittlere Drehzahl der EM.

Im elektrischen Betrieb wird das Bordnetz wie oben erwähnt von der Fahrbatterie gespiesen. Da diese Speisung eine Zusatzbelastung der Fahr-

batterie darstellt, wird der Spitzenstrom erhöht, was zu einer Reduktion des energetischen Wirkungsgrades der Batterie führt.

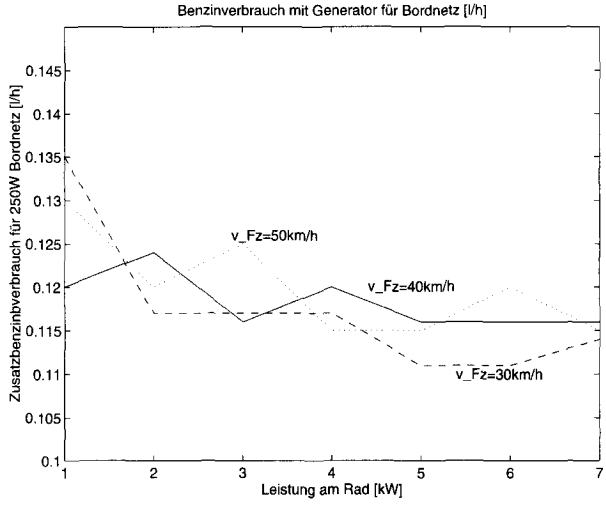


Bild 4.4.2: Zusatzverbrauch im Taktbetrieb durch die generatorische Speisung des Bordnetzes mit 250W Dauerleistung.

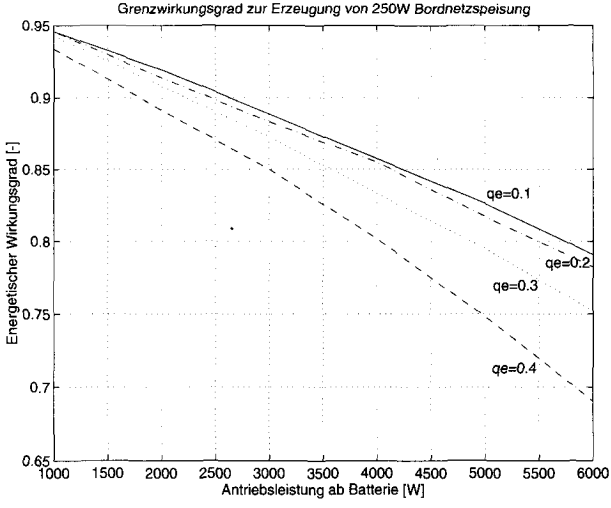


Bild 4.4.3: Wirkungsgrad der Bordnetzspeisung ab Fahrbatterie im Elektrobetrieb. Die Verschlechterung des Batteriewirkungsgrades infolge Leistungserhöhung wird vollumfänglich der Bordnetzspeisung zugeschlagen.

Deshalb ist die Erzeugung des Bordnetzstromes mit dem Grenzwirkungsgrad zu bewerten, d.h. die Verschlechterung des Entladewirkungsgrades durch die Erhöhung der Speiseleistung wird nur dieser Leistung zugeschlagen. Die resultierenden Wirkungsgrade sind in Bild 4.4.3 aufgetragen. Je nach geforderter Antriebsleistung und Entladegrad der Batterie schwankt der Entladewirkungsgrad der Batterie im Bereich von 0.7 - 0.95.

Der Vergleich der beiden Varianten der Bordnetzversorgung ergibt folgendes Bild (Tabelle 4.4.1):

Betriebsart	Elekt. Leistung ab Batterie [W]	Elekt. Leistung ab Netz [W]	Benzinverbrauch [l/h]
Taktbetrieb mit generatorischer Speisung	–	–	0.118
Taktbetrieb mit Speisung ab Fahrbatterie	294	379 - 383	–
Elektrischer Fahrbetrieb	$P_{Antrieb}$+294	387 - 526	–

Tabelle 4.4.1: Vergleich der verschiedenen Bordnetzspeisungen. Ladegerät $\eta_{LG} = 0.85$, Bleibatterie bei $P_l < 1$ kW mit $\eta_l = 0.94$.

Der Treibstoffbedarf für die generatorische Speisung ist aus Bild 4.4.2 ersichtlich. Für den Taktbetrieb mit Bordnetzspeisung ab Fahrbatterie ergibt sich ein Entladewirkungsgrad von 0.96 - 0.97 (vgl. Bild 4.2.8) und im elektrischen Betrieb von 0.7 - 0.95 (vgl. Bild 4.4.3). Der Ladewirkungsgrad der Batterie wird im Taktbetrieb wie beim Elektrobetrieb mit 0.94 angenommen. Ebenfalls wird der Wirkungsgrad des Ladegerätes mit $\eta_{LG} = 0.85$ für beide Fälle gleichgesetzt. Als Referenz ist der Energiebedarf für das Bordnetz im Elektrobetrieb angefügt. Die Gegenüberstellung der beiden Energieformen bezogen auf die einzusetzende Primärenergie folgt in Kapitel 7.

5 Realisierung des Antriebes

In diesem Kapitel wird die Realisierung des Antriebsstranges dargestellt, dessen konzeptioneller Aufbau in Kap. 2 vorgestellt worden ist. Ausgehend von den Komponenten und den Messergebnissen, die auf den verschiedenen Komponentenprüfständen ermittelt wurden, wird das Antriebssystem beschrieben. Anschliessend wird die Integration in ein Versuchsfahrzeug dargestellt. Am Ende folgen Messergebnisse vom dynamischen Antriebsprüfstand und von Rollenprüfständen.

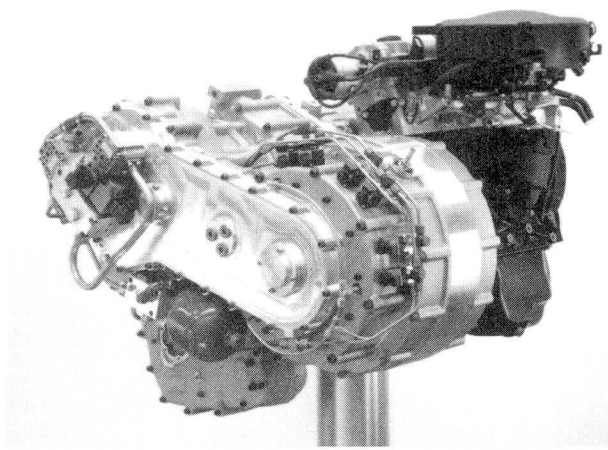


Bild 5.0.1: Ansicht des ETH-Hybrid III Antriebsstranges. Im Vordergrund befindet sich die Schwungradgruppe mit der EM. In der linken Bildhälfte ist das über eine Kette angetriebene stufenlose i^2-Getriebe mit den Hydraulikaggregaten zu sehen. In der rechten Bildhälfte ist der VM sichtbar.

5.1 Realisierung der Antriebskomponenten

Die Realisierung des ETH-Hybrid III Antriebsstranges baut teilweise auf bestehenden Komponenten auf (VM, Wärmemanagement), die anwen-

dungsspezifisch angepasst werden. Andere Komponenten (Getriebe, Schwungradeinheit inklusiv Kupplungen, EM inklusiv Wechselrichter, Steuerungssystem in Hard- und Software), wurden vollständig neu entwikkelt. Die Realisierung der Komponenten erfolgte im Zeitraum 1991 - 1996. Anschliessend wurde der Gesamtantrieb auf einem dynamischen Prüfstand getestet und für den Einbau in einem Versuchsfahrzeug angepasst, der 1997/ 98 realisiert worden ist.

5.1.1 Verbrennungsmotor

5.1.1.1 Motorseitige Anpassungen

Als Basis wird ein 4-Zylinder-Ottomotor der Volkswagen AG mit einem Hubvolumen von 1.3 Litern, 2 Ventile pro Zylinder, mit 53 kW Nennleistung bei 5500 min^{-1} und Einzelzylindereinspritzung verwendet. Der VM wurde, was die Hardware betrifft, am Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik LVV auf die Erfordernisse des Taktbetriebes angepasst. Eine detaillierte Beschreibung ist in [19] zu finden. Die Anpassungen umfassen:

- Entfernung des originalen Schwungrades
- Anpassung des Kurbelwellenendes (Abstützung der Zwischenwelle in der Kurbelwelle, Flansch als Halterung der Kupplungsscheibe der Reibkupplung K1)
- Integration eines neuen Schwingungstilgers am Kurbelwellenende
- Elektrisch betätigte Drosselklappe mit Ruheposition vollständig offen (normally open)
- Verbesserte Zündung durch erhöhte Zündspannung
- Anpassung der Kurbelwinkel- und Drehzahlmessung. Eine Scheibe mit 63 + 1 Zähnen, kombiniert mit 2 Hall Sensoren ermöglicht eine Winkelauflösung von 1.40 °Kurbelwinkel.
- Anpassung des Auspuffkollektors mit doppelwandigen Rohren zur Reduktion der Aufheizzeit vor dem Katalysator
- Verwendung von zwei Breitbandlambdasonden
- Verzicht auf Lichtmaschine und Anlasser (werden durch Funktionen der EM ersetzt)

Zusätzlich werden diese Änderungen kombiniert mit

- Drei-Wege-Katalysator mit verbesserter Sauerstoffspeicherung
- Anpassung des Motormanagements

5.1.1.2 Katalysator

Der intermittierende Betrieb des VM im Taktbetrieb verursacht eine Luftspülung im nichtgefeuerten Betrieb, die durch eine angepasste Betätigung der Drosselklappe reduziert, aber nicht ganz verhindert werden kann. Durch die Verwendung eines Katalysators mit erhöhtem Sauerstoffspeichervermögen kann die Konvertierungsfähigkeit bei kurzzeitigen Abweichungen des Luftverhältnisses aufrechterhalten werden. Die Untersuchung verschiedener Katalysatoren wurde am Technisch Chemischen Laboratorium TCL durchgeführt. Dabei wurde aufgrund der Anforderungen des Taktbetriebs ein Pt-Rh/CeO_2-Al_2O_3 Katalysator ausgewählt. Eine umfassende Analyse des gewählten Pt-Rh/CeO_2-Al_2O_3 Katalysators und ein optimiertes Betriebsmuster als Vorgabe für die Sauerstoffspeicherregelung ist in [63] und [81] beschrieben.

5.1.1.3 Motormanagement

Das Motormanagement für Zündung und Einspritzung wurde am Institut für Mess- und Regeltechnik (IMRT) ausgelegt, aufbauend auf der Originalsoftware der Volkswagen AG, die über eine Bankeinspritzung (Digifant) verfügt. Die Motorsteuerung des ETH-Hybrid III Antriebes ist eine zylinderindividuelle Applikation und wurde in der Programmiersprache C portiert. Die einzuspritzende Treibstoffmasse wird anhand der Luftmasse, die mittels Saugrohrdruck und -temperatur ermittelt wird, bestimmt. Die Einspritzmasse wird vorausberechnet und über eine Lambdaregelung korrigiert [78, 53, 12, 60, 75]. Durch den Einsatz eines Katalysatormodells und der beiden Breitbandlambdasonden kann der Sauerstoffspeicher des Katalysators geregelt werden [75]. Die notwendige Steuerungshardware für die kurbelwinkelsynchrone Betätigung von Zündung und Einspritzung entstand in Zusammenarbeit des IMRT und des Institutes für Technische Informatik und Kommunikationsnetze (TIK) [84] vgl. auch Kap. 5.1.6. Die Lagerege-

lung für den elektrischen Aktuator der Drosselklappe wurde ebenfalls am IMRT entwickelt und im Motormanagement integriert.

5.1.1.4 Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors

Ziel der Anpassungen war es, neben der Ermöglichung des Taktbetriebes, einen stöchiometrischen Betrieb im gesamten Betriebskennfeld darzustellen, um so den jeweils optimalen Wirkungsgrad für jede Drehzahl an der Vollast zu erzielen (Bild 5.1.1).

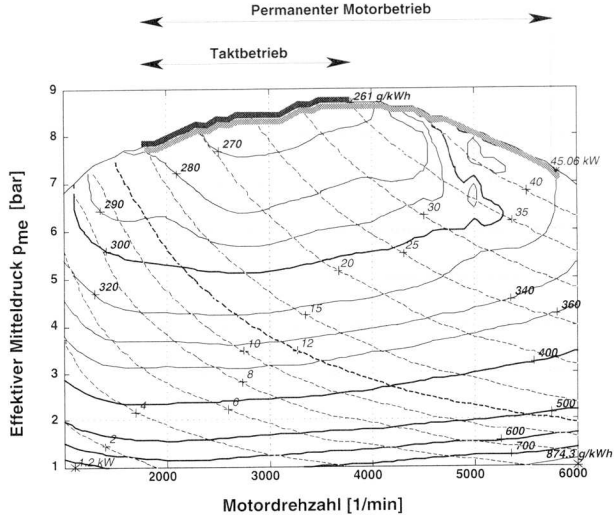


Bild 5.1.1: Verbrauchskennfeld des Benzinmotors, angepasst an die Bedürfnisse des ETH-Hybrid III Antriebes. Im Drosselbetrieb dreht der VM bei 1800 min^{-1}.

Neben der Optimierung des kennfeldabhängigen Zündzeitpunktes erfolgt eine Anpassung der Zündspannung zur Verringerung der Gefahr von Zündaussetzern. Dies führte vor allem bei den häufigen Motorstarts im Taktbetrieb zur Begrenzung der HC-Emissionen [21] und Bild 5.1.2.

Das Verhalten der Lambda- und Drosselklappenregelung ist in Bild 5.1.3 für einen Takt des Taktbetriebes ersichtlich. Die Drosselklappe wird während dem Abschalten des VM geschlossen, um den Luftmassenstrom durch

den Motor in dieser Zeit zu minimieren. Somit kann die Sauerstoffzufuhr und die Auskühlung des Katalysators begrenzt werden. Die Sauerstoffspeicherfähigkeit des Katalysators ist beim Lambdaverlauf hinter dem Katalysator gut zu erkennen. Die ersten 0.5 s nach dem Motorstart erzielt der Katalysator trotz fettem Gemisch ein hohe Konversionsrate [73].

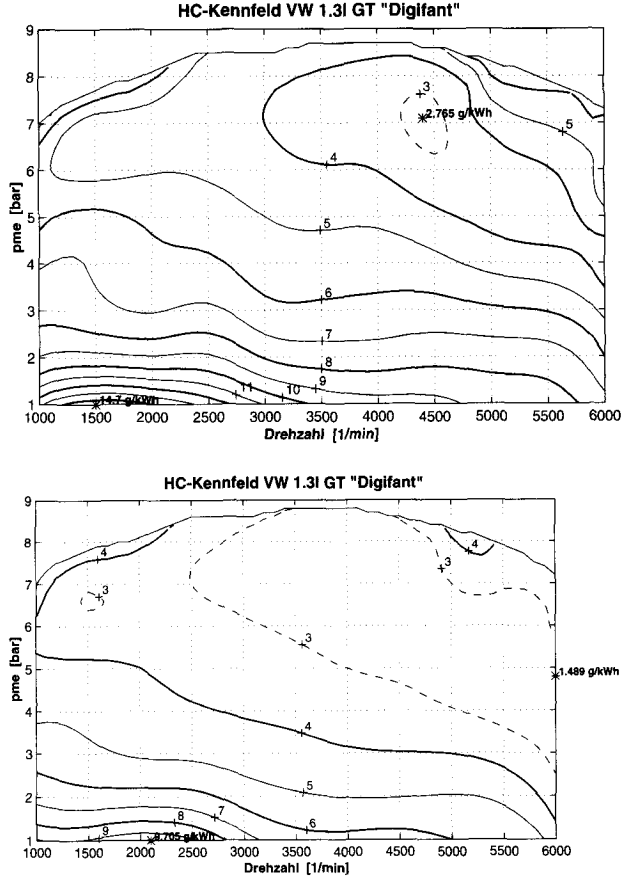


Bild 5.1.2: Vergleich der HC-Emissionen im Originalzustand des Motors (oben) und mit der erhöhten Zündspannung (unten).

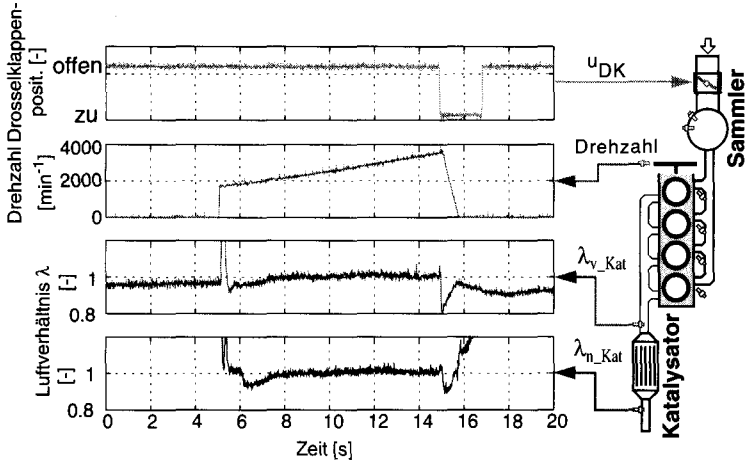


Bild 5.1.3: Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses vor und hinter dem Katalysator sowie des Drosselklappenwinkels im Taktbetrieb.

5.1.2 Elektromaschine

An den Elektroantrieb werden vier Anforderungen gestellt. Als Hauptaufgaben sind der elektromotorische Fahrzeugantrieb mit einer Nennleistung von 6 kW und die Speisung der Bordnetzversorgung (bis 1 kW) zu bezeichnen. Weiter soll die EM generatorisch bis 16 kW aufnehmen (Bremsenergierekuperation) und als Starter verwendet werden können (Stillstandsmoment > 5 Nm).

Ausgehend von diesen Forderungen und unter der Randbedingung eines möglichen Betriebes in einem Fahrzeug wurde am Institut für Elektrische Maschinen IEM eine wirkungsgradgünstige Systemlösung erarbeitet. Dazu wurde eine Asynchronmaschine gewählt. Der Rotor ist als Kurzschlussläufer ausgebildet und der Stator ist 10-polig gewickelt. Es besteht die Möglichkeit einer Wicklungsumschaltung. Im Bordnetzgeneratorbetrieb und im elektromotorischen Fahrzeugantrieb kann durch die Serieschaltung der Wicklungsstränge der benötigte Stromfluss gegenüber der Parallelschaltung der Wicklungen reduziert und so die Verluste vor allem im Wechselrichter reduziert werden (Schalt- und ohmsche Leitungsverluste) [49].

Die EM bildet eine funktionale Einheit mit der Schwungradgruppe, was zu einer kurzen Wirklänge der Wicklung führt (Bild 5.1.4 und Bild 5.1.9). Wie in Bild 5.1.4 ersichtlich ist, wird der Stator wassergekühlt. Der Stator und der Wechselrichter sind in den Kühlkreislauf des VM integriert.

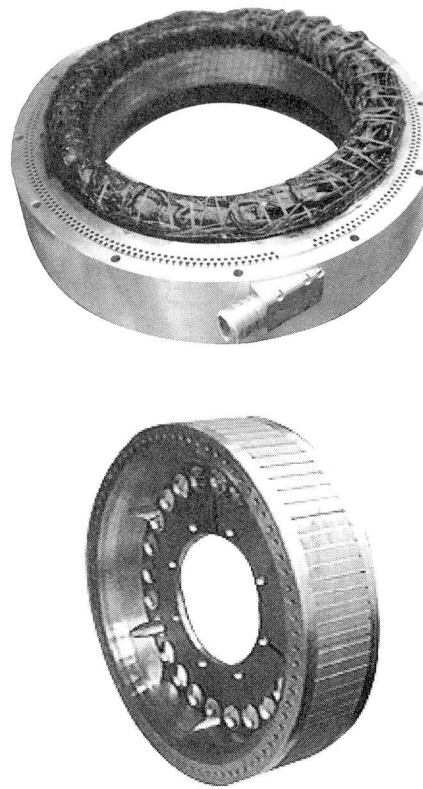


Bild 5.1.4: Ansicht der elektrischen Maschine mit Stator und Rotor.

Der am gleichen Institut entwickelte Wechselrichter übernimmt die Ansteuerung und Regelung der EM und stellt das Bindeglied zur Gleichstromquelle, der Batterie dar (Bild 5.1.5 und [87]). Zusätzlich wird mit ihm derjenige Anteil der elektrischen Rekuperationsleistung bestimmt, der über einen Leistungswiderstand dem Kühlkreislauf zugeführt wird.

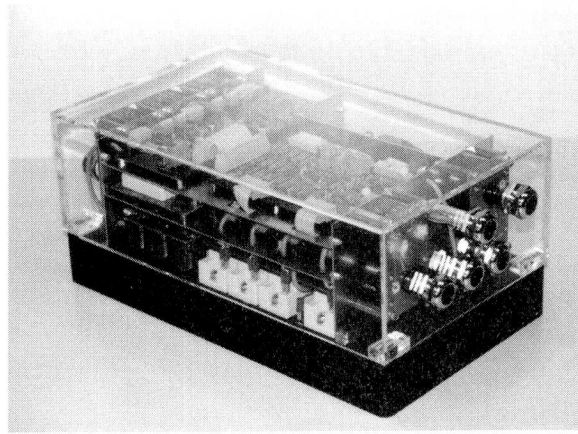


Bild 5.1.5: Ansicht des Wechselrichters in IGBT-Bauweise mit Kühlkörper (schwarzer Unterteil).

Der auf der Basis von IGBT-Bausteinen[1] aufgebaute Wechselrichter verfügt wie die EM über eine Wasserkühlung, die im Kühlsystem des Antriebsstranges integriert ist (vgl. Kap. 5.1.5). Die Struktur des elektrischen Netzes ist in Bild 5.1.6 dargelegt.

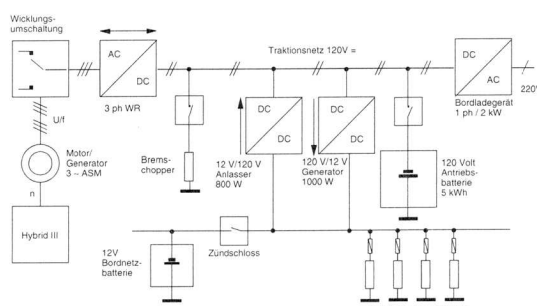


Bild 5.1.6: Schema des elektrischen Systems des ETH-Hybrid III.

Die beiden DC/DC-Wandler zwischen der 12 V Bordbatterie und der 120 V Fahrbatterie stellen einen Fahrbetrieb auch bei Ausfall der Fahrbatterie sicher. In diesem Fall reduzieren sich die Aufgaben des elektrische Kreises

1.IGBT steht für Integrated Gate Bipolar Transistoren. Sie sind geeignet für die Schaltung grösserer Ströme bei Spannungen bis zu einigen hundert Volts.

auf die Starterfunktion und auf die Speisung des Bordnetzes. Denkbar wäre auch, der Einsatz der Motorbremsersatzfunktion direkt in den Leistungswiderstand zuzulassen.

Der Wirkungsgrad der EM ohne Berücksichtigung des Wechselrichters ist für den Bordnetzspeisebetrieb aus Bild 5.1.7 und für den Fahrzeugantrieb aus Bild 5.1.8 ersichtlich. Der Wirkungsgrad des Wechselrichters liegt zwischen $\eta_{Wechselrichter} = 0.92 - 0.96$ als Funktion des Stromes [87].

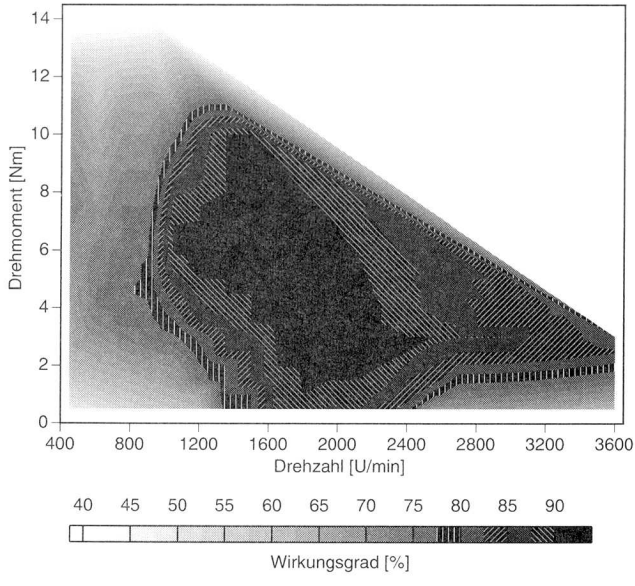


Bild 5.1.7: Wirkungsgrad der EM im Bordnetzspeisebetrieb.

Als Batterie wurde ursprünglich eine NiMH-Batterie mit 5 kWh Speicherkapazität vorgesehen, die über eine gute Energiespeicher- und Leistungsdichte verfügt. Sie wurde aber für den Betrieb am dynamischen Prüfstand und für den Fahrzeugeinbau aus Kosten- und Verfügbarkeitsgründen durch eine Blei-Vlies-Batterie (4.56 kWh) ersetzt. Die Nennspannung der Batterie wurde auf 120 V festgelegt. Das zum Betrieb notwendige Batteriemanagementsteuergerät und das Ladegerät wurden von der Volkswagen AG

zusammen mit den Batterien zur Verfügung gestellt. Geladen wird am Netz nach dem Konstantstrom-Konstantspannungs-IU-Verfahren.

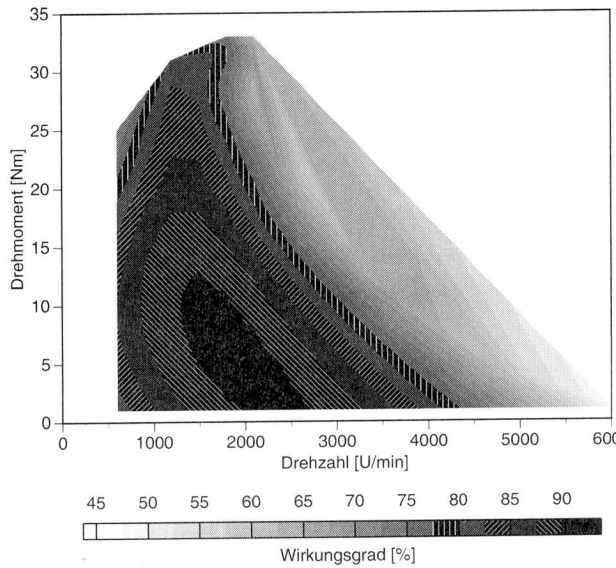


Bild 5.1.8: Wirkungsgradkennfeld der EM im Motorbetrieb (ohne Wechselrichter) gemäss [49].

5.1.3 Hybrideinheit

Die Hybrideinheit stellt die Schaltstelle der Energieflüsse von und zu den einzelnen Antriebsquellen und Speichern dar. Um den Raumbedarf zu minimieren, sind das Schwungrad, die EM und die benötigten drei Reibkupplungen in einem Gehäuse integriert (Bild 5.1.9). Die Hybrideinheit ist direkt an den Motorblock des VM angeflanscht und die Zwischenwelle ist fliegend in der Kurbelwelle gelagert. Der Stator der EM übernimmt eine tragende Rolle im Aluminiumgehäuse der Hybrideinheit.

5.1.3.1 Schwungrad

Ein Energiespeicher ist die Voraussetzung für die Realisierung des Taktbetriebes und wird auch für die Rekuperation benötigt (vgl. Kap. 2.3 und

grundsätzlich in [36] und [37]). Die Wahl eines Schwungrades als Kurzzeitenergiespeicher wurde in [19] eingehend untersucht und kann wie folgt zusammengefasst werden. Das Schwungrad reduziert die erforderlichen Energieumwandlungen, da die Energie in Form von mechanischer Energie gespeichert wird. Dies ist sowohl im Taktbetrieb wie auch im Rekuperationsbetrieb vorteilhaft. Ein direkter Antrieb des Schwungrades bedingt begrenzte Drehzahlen, die durch den Betriebsbereich des VM gegeben sind. Die berührende Dichtung, die durch die mechanische Koppelung unumgänglich ist, erfodert im Vakuumbetrieb eine Vakuumpumpe, die etwa die Betriebsenergie benötigt, die der Reduktion der Luftreibungsleistung entspricht, die durch das Vakuum ermöglicht wird. Bei hochdrehenden Schwungrädern werden die Leistungsflüsse ins Vakuumgehäuse elektrisch transferiert, was wieder eine zweimalige Energieumwandlung mit sich führt.

Die gewählte Form des Schwungrades ist im Schnitt in Bild 5.1.9 und in der Ansicht in Bild 5.1.10 dargestellt. Die Optimierung der Schwungradform ist ebenfalls in [19] und [20] hergeleitet, musste aber in der ausgeführten Konstruktion im Hinblick auf die Integration der Reibkupplungen angepasst werden.

Die Auslegung erfolgte mit der Absicht, die Fahrenergie des Fahrzeuges aus ca. 70 km/h rekuperieren zu können. Das realisierte Schwungrad verfügt über die Eckdaten gemäss Tabelle 5.1.1.

Der Wirkungsgrad des Schwungradspeichers ist eine zeitabhängige Grösse und wird durch Dissipation in der Hybrideinheit beeinträchtigt. Sie besteht aus Lager- und Luftreibung, wobei im Drehzahlband 1800 - 6000 min^{-1} vor allem die Luftreibung ins Gewicht fällt (Bild 5.1.11).

Die erzeugte Luftbewegung durch die Rotation des Schwungrades wird zur Kühlung der Reibkupplungen und des Rotors der EM genutzt. Die zirkulierende Luft wird durch kleine Durchtrittslöcher im Wassermantel des Stators gekühlt (vgl. Bild 5.1.4).

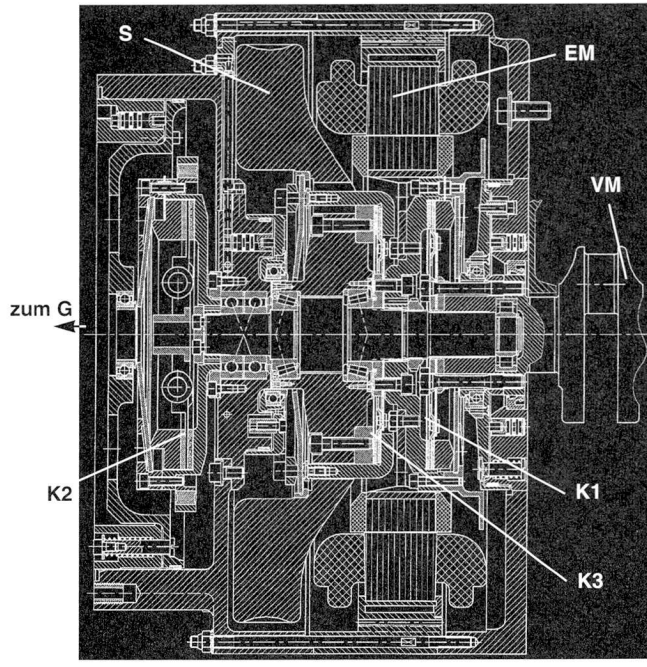


Bild 5.1.9: Schnitt durch die Hybrideinheit mit Schwungrad, EM und den drei Reibkupplungen K1, K2, K3.

Eigenschaft	Einheit	Wert
Masse des Schwungrades	kg	48
Material	-	42CrMo4
Durchmesser	m	0.408
Breite	m	0.048
Trägheitsmoment Schwungrad	kgm^2	1.039
Trägheitsmoment Schwungrad, Rotor, Zwischenwelle	kgm^2	1.372
Nenndrehzahl	min^{-1}	6000
minimale Betriebsdrehzahl	min^{-1}	1800
Nutzbare kinetische Energie	kJ	246.2

Tabelle 5.1.1: Eckdaten des Schwungradenergiespeichers.

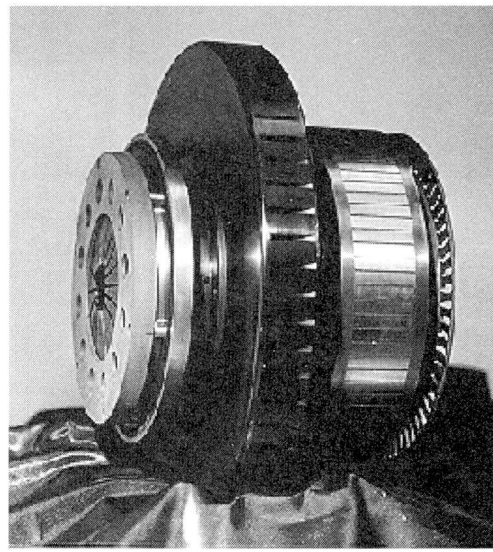


Bild 5.1.10: Ansicht der Schwungradgruppe mit den Teilen von rechts nach links: Drehwinkelgeberscheibe, EM-Rotor, Schwungrad, Schwingungsdämpfer und Betätigungsfedern der Reibkupplung K2.

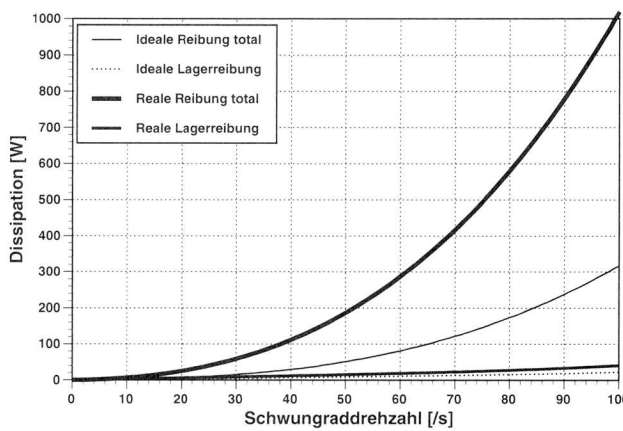


Bild 5.1.11: Dissipation des Schwungrades:Vergleich realisierte Konstruktion zum Potential ohne Kupplungen und EM im Gehäuse mit idealer Form.

5.1.3.2 Reibkupplungen

Die Reibkupplungen K1 und K2 sind unbetätigt offen, K3 ist unbetätigt geschlossen. Diese Stellungen wurden unter dem Gesichtspunkt minimal erforderliche Aktuatorenergie festgelegt, wobei bei K2 Sicherheitsaspekte mit höherer Priorität ins Gewicht fielen, so dass diese Kupplung im Betrieb ständig aktiviert werden muss.

Die Betätigung erfolgt hydraulisch-mechanisch und wird über den Öldruck in der Kupplung geregelt. Die Regelung wurde am IMRT entwikkelt [90] und [73]. Die Funktion kann aus Bild 5.1.9 ersehen werden. Ein besonderes Augenmerk muss der Verbindung der Kupplungsscheiben mit der Zwischenwelle geschenkt werden. Dort muss sichergestellt werden, dass das zu übertragende Torsionswechselmoment vor allem bei den Kupplungen K1 und K3 zu keinen Relativbewegungen führt. Detaillierte Angaben sind in [19] zu finden.

5.1.4 Stufenloses i^2-Getriebe

Aus Platzgründen wird die Hybrideinheit über eine Kette mit dem Getriebe verbunden. Die Lage dieser Kette kann im Bild 5.0.1 erkannt werden.

Die Kraftübertragung zwischen dem Antriebsstrang und dem Fahrzeug erfordert im Taktbetrieb eine stufenlose Getriebeeinheit. Um den Taktbetrieb auch im Ausserortsverkehr nutzen (Geschwindigkeiten bis ca. 80 km/h) und die Fahrzeugenergie bis zu tiefen Geschwindigkeiten rekuperieren zu können, ist ein Spreizungsbereich des Getriebes von 20.5 erforderlich. Dieser Spreizungsbereich kann durch die Variation der Maximaldrehzahl des Schwungrades (unter der Berücksichtigung der daraus entstehenden Konsequenzen wie veränderter Speicherinhalt, notwendige Festigkeit) und der minimalen nutzbaren Fahrzeuggeschwindigkeit für die Rekuperation verändert werden. Er kann aber nicht derart verkleinert werden, dass ein einstufiger Kettenwandler beim heutigen Stand der Technik genügt.

5.1.4.1 Kettenwandler

Als stufenloses Verstellorgan wird ein Kettenwandler der Firma P.I.V. Antrieb Werner Reimers GmbH & Co. KG verwendet (Bild 5.1.12). Beste Wirkungsgradwerte und ein grosser Spreizungsbereich legen diese Bauart nahe (vgl. Bild 5.1.14) und [61].

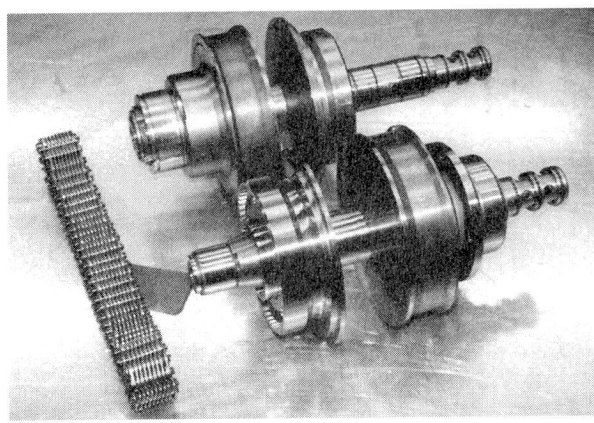


Bild 5.1.12: Ansicht des verwendeten Kettenwandlers mit einem Übersetzungsbereich von 5.5.

Auf den beiden Halbkegelpaaren (Fixkegel und variabler Kegel) überträgt die hydraulisch angepresste Stahlkette das Antriebsmoment (Bild 5.1.13). Durch die Momentenfühler I und II wird durch momentenproportionale Drosselung des Abflusses der notwendige Druck für die Momentenübertragung erzeugt. Durch die Verschiebung des 4-Kanten-Schiebers kann die Position der variablen Kegel derart veränert werden, dass über die Anpassung der Laufradien der Gliederkette die erforderliche Übersetzung eingestellt wird. Die mechanische und hydraulische Modellierung ist in [76] zu finden.

Der Wirkungsgrad des Kettenwandlers wird vom gewählten Übersetzungsverhältnis, der Last und der Drehzahl beeinflusst (Bild 5.1.14). Beste Werte sind bei Übersetzung i = 1 erzielbar. Wirkungsgrade bis $\eta = 0.97$ sind bei tiefen Drehzahlen und hohen Momenten erreichbar. Die Wirkungsgrade

zeigen mit zunehmendem Drehzahlniveau eine abnehmende Tendenz. Die Leerlaufleistung nimmt mit zunehmender Drehzahl zu [29].

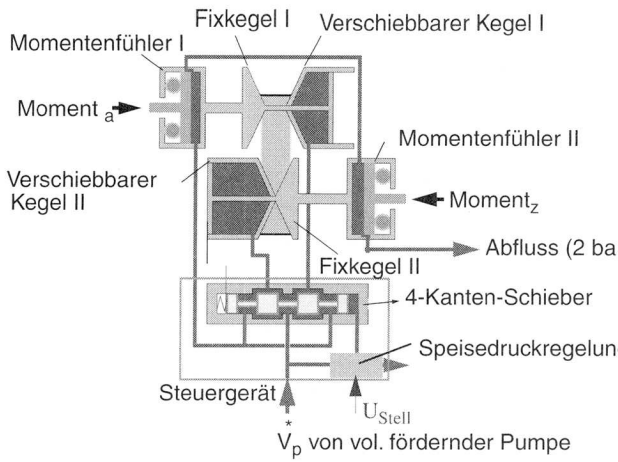


Bild 5.1.13: Funktionsschema des Kettenwandlers mit dem Steuergerät.

5.1.4.2 Getriebeauslegung

Das Konzept des stufenlosen Getriebes des ETH-Hybrid III mit einem Spreizungsbereich von über 20 beinhaltet einen stufenlosen Kettenwandler und eine Zwei-Gang Schaltung zur Umkehrung des Leistungsflusses durch den Kettenwandler. Somit kann die Spreizung des Kettenwandlers quadriert werden (i^2-Anordnung). Das Prinzip ist in Bild 5.1.15 dargestellt. Das Konzept dieser Getriebeanordnung ist im Detail in [36] und [37] aber auch in [61] beschrieben. Die konstruktive Auslegung und Realisierung erfolgte in Zusammenarbeit mit der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebe der TU München (FZG). Auf die Realisierung wird in [19] eingegangen.

Die Zahnradübersetzungen in Bild 5.1.16 sind zwischen den Wellen mit den Kupplungen 1a und 2a resp. 1b und 2b so gewählt, dass sie mit der gewünschten Synchronübersetzung des Kettenwandlers übereinstimmen. Im Umschaltpunkt drehen theoretisch alle vier Klauenkupplungen mit derselben Drehgeschwindigkeit. Im realen Betrieb können leichte Abweichungen durch den im Kettenwandler auftretenden Mikroschlupf entstehen.

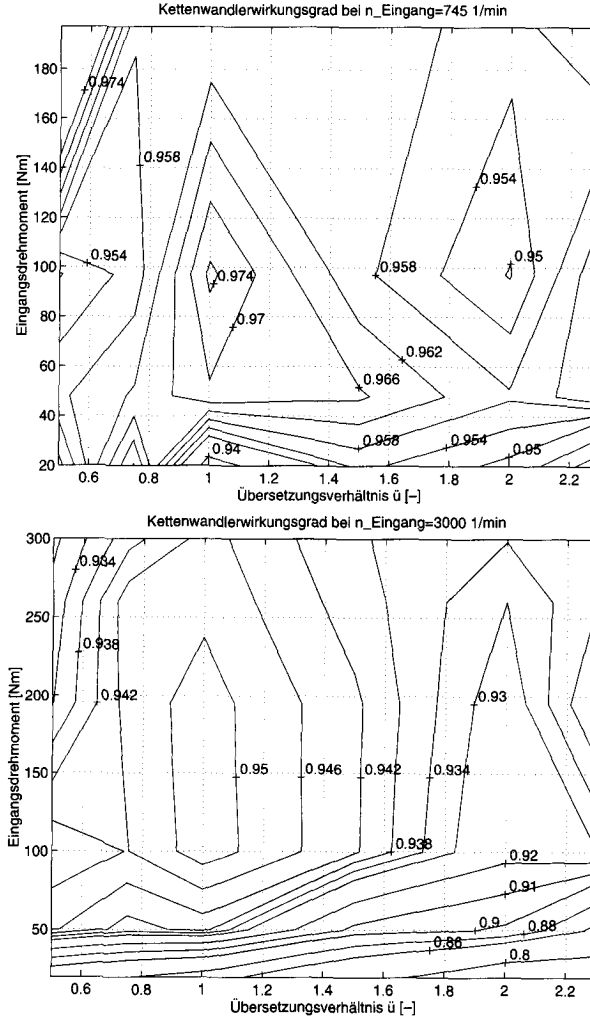


Bild 5.1.14: Wirkungsgradkennfelder des im ETH-Hybrid III Antrieb verwendeten Kettenwandlers bei Eingangsdrehzahlen von 745 und 3000 min^{-1} ohne Ölpumpe. Die Versuche wurden mit separat gespiesenem Hydrauliksystem (4 - 6 Liter ATF Dexron II Automatenöl bei 90 °C) bei optimalem Anpressdruck durchgeführt.

Bei Lastschaltungen ist diesem Umstand Rechnung zu tragen, da die Gefahr einer Überbeanspruchung und damit einer Überlastung der Kette des

Kettenwandlers besteht. Bis heute wird im ETH-Hybrid III Antrieb stets mit Lastunterbruch geschaltet, so dass dieser Problematik ausgewichen werden kann.

Das Getriebe umfasst zwei eigentliche Fahrgänge (Langsam- und Schnellgang), in denen stufenlos übersetzt werden kann (Bild 5.1.17). Bei der Positionierung des Kettenwandlers innerhalb des Getriebes wurde vor allem beim Schnellgang auf eine minimale Anzahl Übersetzungsstufen geachtet (Bild 5.1.16). Dies ermöglicht auch die Anordnung einer Reduktionsstufe vor dem Kettenwandler im Langsamgang, was ebenfalls zu einer Wirkungsgradverbesserung des Kettenwandlers beiträgt (tiefere Drehzahl bei erhöhtem Moment).

Im weitern sind ein Kriech- und ein Rückwärtsgang integriert, die je über eine feste Übersetzung verfügen. Der Kriechgang dient zur Überbrückung des Kettenwandlers bei kleinsten Drehzahlen, um den wirkungsgradmässig sehr ungünstigen Bereich des Kettenwandlers zu umgehen. Im Betrieb mit der EM ohne Schwungrad (manövrieren) ermöglicht der Kriechgang eine direkte Übersetzung.

Der Rückwärtsgang wird beim Rückwärtsfahren ab Schwungrad benötigt. Vorstellbar ist auch, dass der Elektromotor im 4-Quadrantenbetrieb angesteuert wird, was diesen zusätzlichen Gang überflüssig machen würde, stattdessen würde im Kriechgang mit umgekehrter Drehrichtung gefahren.

Da das Getriebe für den Frontantrieb ausgelegt wird, ist das Differential im selben Gehäuse integriert. Zum Schutz des Kettenwandlers wird eine Sicherheitsrutschkupplung eingebaut, die bei unvorhergesehenem Blockieren der Fahrzeugräder den Kettenwandler vor der Überlastung bewahren kann. Zur Minimierung der Reibung wurden ausschliesslich Rollen- und Kugellager verwendet. Der Getriebewirkungsgrad wird durch die Antriebsleistungen des hydraulischen Hilfssystems entscheidend beeinflusst.

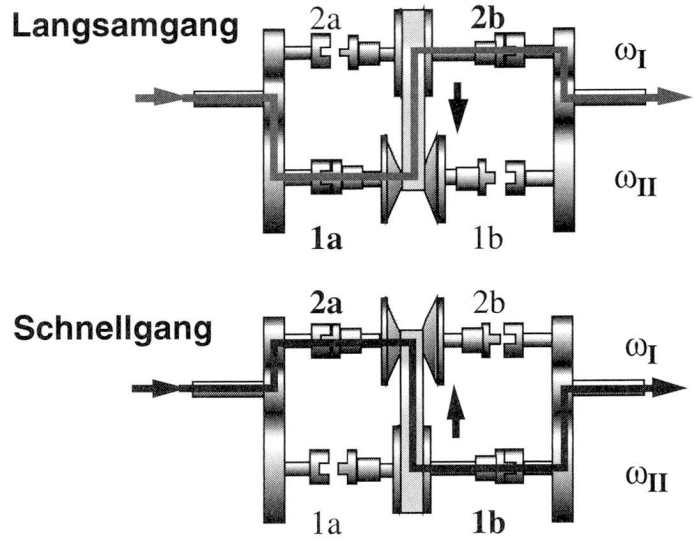


Bild 5.1.15: Prinzipschaltung des i^2-Getriebes mit dem Kraftfluss durch den Langsam- und Schnellgang.

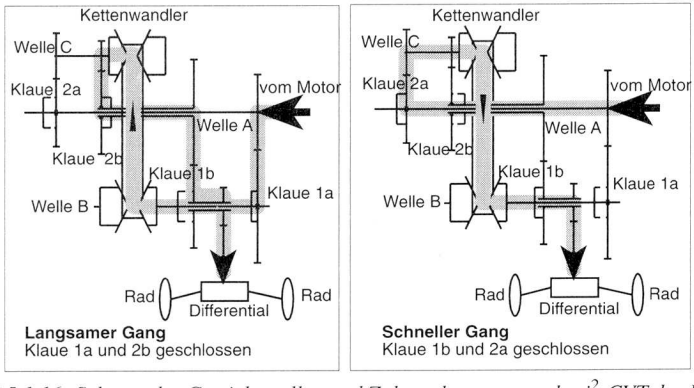


Bild 5.1.16: Schema der Getriebewellen und Zahnradpaarungen des i^2-CVT des ETH-Hybrid III Antriebes (ohne Kriech- und Rückwärtsgang).

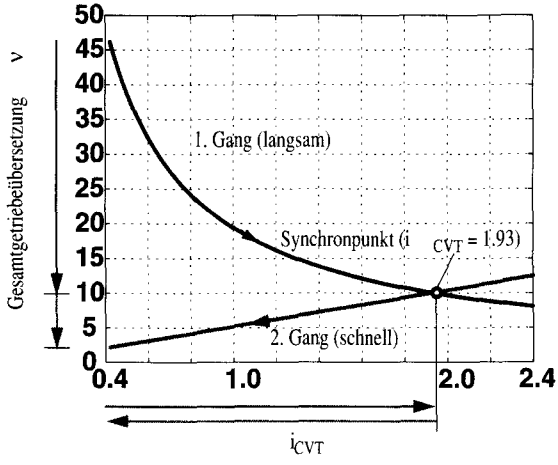


Bild 5.1.17: Zusammenhang der Gesamtübersetzung zur Übersetzung des Kettenwandlers in den beiden Fahrstufen (langsam und schnell). Die Definition der Kettenwandlerübersetzung bleibt in beiden Fahrstufen dieselbe.

5.1.4.3 Hydraulisches Hilfssystem

Das hydraulische Hilfssystem versorgt das Getriebe und die Hybrideinheit mit Hydrauliköl und hydraulischer Stellenergie.

Folgende Verbraucher sind zu versorgen:

- Kettenwandlerverstellung und -anpressung
- Betätigung der Klauenkupplungen
- Schmierung der Zahnräder
- Kühlung des Kettenwandlers
- Betätigung der Reibkupplungen

Um eine bedarfsgerechte effiziente Hydraulikversorgung zu ermöglichen, werden drei Teilkreisläufe mit verschiedenen Druckniveaus betrieben, welche mit zwei Zahnradpumpen versorgt werden [26] und Bild 5.1.18. Eine Darstellung des Ölkreislaufes ist auch in [72] zu finden.

Die Betätigung der Reib- und Klauenkupplungen erfordert das höchste Druckniveau. Aufgrund begrenzter Ölmengen (die möglichen Leckagen müssen durch konstruktive Lösungen minimiert werden) kann ein Druck-

speicher verwendet werden, der im Bereich von 60 - 90 bar betrieben wird. Der Speicher wird durch die kleinere der beiden Zahnradpumpen bei Bedarf nachgefüllt.

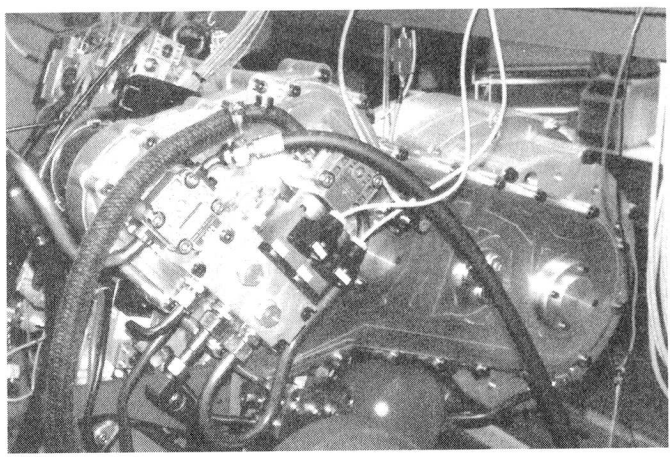


Bild 5.1.18: Ansicht des i^2-Getriebe mit den beiden Hydraulikpumpen und den Ventilblöcken zur Speisung der verschiedenen Druckniveaus. Unten ist der Hochdruckspeicher erkennbar.

Der Kettenwandler arbeitet auf einem mittleren variablen Druckniveau (10 - 45 bar) und wird in der Regel mit der kleineren Pumpe versorgt. Zur Deckung eines allfälligen Spitzenbedarfs, ermöglichen die verwendeten Ventile die Zuschaltung der grösseren Hydropumpe.

Die Kühlung und Schmierung erfordert den grössten Volumenstrom. Die grössere Pumpe ist für diesen Bedarf ausgelegt. Das Druckniveau ist verhältnismässig tief (< 5 bar). Die Wahl der zwei Zahnradpumpen, die von einer Getriebewelle angetrieben werden, ist das Ergebnis einer Evaluation unter spezieller Berücksichtigung des Teillastwirkungsgrades [16].

Während dem Nachfüllen des Hochdruckspeichers muss die grössere Hydropumpe zur Versorgung des Kettenwandlers umgeschaltet werden. In dieser Zeit (typischerweise < 10 s) werden die Zahnräder nicht geschmiert und die Wandlerkette nicht gekühlt.

Um einen Start nach längerem Stillstand zu ermöglichen, kann die kleinere Pumpe zusätzlich über einen Elektromotor angetrieben werden. Der Speicher wird gefüllt, um ein einwandfreies Schalten der Reib- und Klauenkupplungen zu gewährleisten, bevor sich andere Antriebsteile zu bewegen beginnen.

Der Entwurf und die Realisierung des Hydraulikkreislauf wurde in Zusammenarbeit mit dem Ingenieurbüro Helbling Technik AG, Zürich und dem LVV realisiert. Die Umsetzung der wirkungsgradorientierten Betriebsstrategie für das Hydrauliksystem erfolgte am IMRT [73].

5.1.4.4 Betriebsverhalten des i^2-CVT Getriebes

Die erzielten Wirkungsgrade des Getriebes sind gut. Stellvertretend sei in Bild 5.1.19 auf die Bandbreite des Wirkungsgrades des Gesamtgetriebes, inklusive der hydraulischen Hilfsantriebe und des Differentials im Langsamgang verwiesen, wo mit einem Wirkungsgrad von $\eta_{Getriebe} > 0.8$ für Leistungen oberhalb von 4 kW gerechnet werden kann.

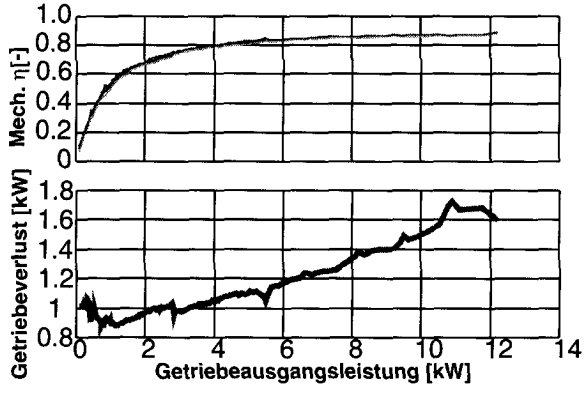


Bild 5.1.19: Wirkungsgrad der i^2-Getriebes im Langsamgang bei konstanter Getriebeeingangsdrehzahl von n_{ein} = 1800 min^{-1}. Die Kurve zeigt eine Überlagerung einer Übersetzungsvariation des Kettenwandlers im ganzen Betriebsbereich. Die Getriebeöltemperatur beträgt $T_{Öl}$ = 35 - 45 °C.

Die Verstellgeschwindigkeit des Kettenwandlers ist eine Randbedingung für die maximal mögliche transferierbare Leistung zwischen Schwungradspeicher und Fahrzeug. Die Begrenzung kann entweder die Ölzufuhr durch die Hydraulikpumpen oder der durchsetzbare Ölstrom durch den 4-Kanten-Schieber sein. Die Funktion der Übersetzungsregelung ist in [58] und [59] beschrieben und in Bild 5.1.20 exemplarisch abgebildet. Dargestellt ist das Grosssignalverhalten bei einer Eingangsdrehzahl von 2400 min^{-1} und bei Nullast. Die Verstellzeit T_u zur Durchquerung des Bereiches von langsam zu schnell ist länger als die Verstellzeit T_d in die entgegengesetzte Richtung, weil im ersten Fall der Widerstand der Rückstellfeder überwunden werden muss. Die maximale Verstellgeschwindigkeit ist an den Endlagen der Steuerspannung U_s des Kettenwandlers erkennbar (Bild 5.1.20). Im Rahmen der Entwicklung der Übersetzungsregelung ermittelte das IMRT die maximalen Verstellzeiten T_u resp. T_d und Verstellgeschwindigkeiten des Kettenwandlers im Getriebe des ETH-Hybrid III Antriebes für verschiedene Lastfälle und Eingangsdrehzahlen (Bild 5.1.21).

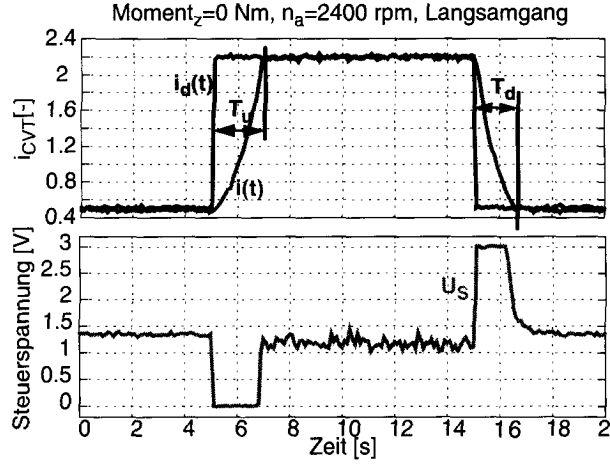


Bild 5.1.20: Anpassung der Übersetzung i(t) mit maximaler Verstellgeschwindigkeit an die vorgegebene Sollübersetzung i_d. Der Bereich der Steuerspannung reicht von 0 - 3 V mit einer Gleichgewichtslage je nach Randbedingung zwischen 1.3 - 1.5 V.

Die Getriebeumschaltung zwischen Langsam- und Schnellgang wird bei Zugkraftunterbruch durchgeführt, um einer allfälligen Verspannung des

Kettenwandlers vorzubeugen. Die Betätigung einer Klauenkupplungen dauert zwischen 50 - 150 ms. Dies führt zu einer mittleren Schaltdauer von etwa 250 - 500 ms wie in Bild 5.1.22 ersichtlich ist. Die Schaltdauer wird vom Hydraulikdruck, der Ölviskosität und dem hydraulischen Stellvolumen beeinflusst. Bei den Klauenkupplungen ist auch damit zu rechnen, dass zwei Klauen aufeinander treffen, was zu einer Wiederholung des Schaltvorganges führen kann und den Schaltvorgang verlängert. Die Erfahrung am Prüfstand hat gezeigt, dass dies vor allem bei niedrigen Drehzahlen eintreffen kann.

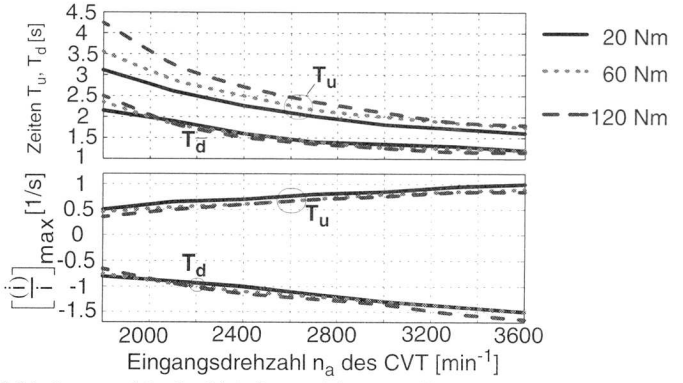


Bild 5.1.21: Last- und Drehzahleinfluss auf die Verstellzeiten T_u (von lansam zu schnell) und T_d (von schnell zu langsam) sowie maximale Verstellgeschwindigkeiten des Kettenwandlers des ETH-Hybrid III Antriebes.

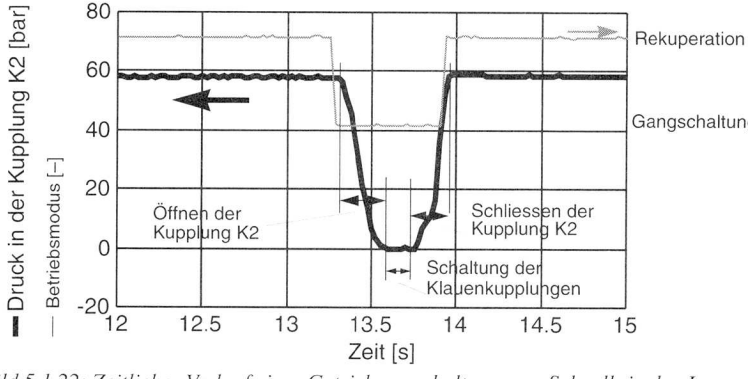


Bild 5.1.22: Zeitlicher Verlauf einer Getriebeumschaltung vom Schnell- in den Langsamgang. Die eigentliche Umschaltung der vier Klauenkupplungen erfolgt innerhalb weniger als 300 ms. Der Antrieb befindet sich während ca. 700 ms im Betriebsmodus Getriebeumschaltung.

Die Zeitdauer der Umschaltung der Klauenkupplungen wird auch durch die vorhandene Drehzahldifferenz am Synchronkörper beeinflusst. Diese Drehzahldifferenz kann durch eine Schlupfänderung im Kettenwandler oder durch eine Laständerung im Antriebsstrang während der Umschaltung hervorgerufen werden. Erst nach dem Einlaufen der Synchronringe kann eine optimale Betätigung der Klauenkupplungen erzielt werden.

5.1.5 Wärmemanagement

Unter dem Begriff Wärmemanagement werden all diejenigen Funktionen zusammengefasst, die dem Zweck dienen, die verschiedenen Antriebskomponenten auf ihre optimale Betriebstemperatur zu bringen oder dort zu halten. Im Antriebsstrang treten Wärmeströme auf zwei Temperaturniveaus auf. Der Abgasstrom des VM bewegt sich in einem Temperaturbereich von 250 - 850 °C. Demgegenüber werden die Wärmeverluste des Motorblocks, des Getriebes und der EM auf einem Niveau von 60 - 100 °C über das Kühlwasser abgeführt. Die gewählte Anordnung der Wärmekreisläufe ist aus Bild 5.1.23 ersichtlich. Die zeitgerechte Zu- und Abführung von Wärmemengen innerhalb des Antriebes erfordert einen flexiblen Kühl- und Heizkreislauf.

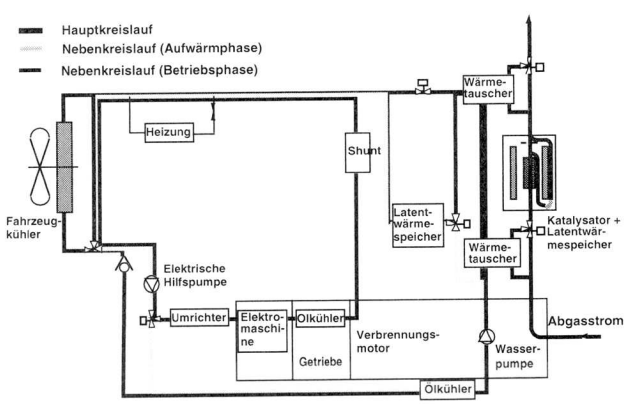


Bild 5.1.23: Wärmekreislauf mit dem Haupt- und Nebenkreislauf.

Wie in Bild 5.1.23 auf der rechten Seite ersichtlich ist, wurde die Idee verfolgt, die Wärme der Abgase als Latentwärme zu speichern, um den Drei-Wege-Katalysator über eine Zeit von bis zu 60 h (ein Wochenende) auf Betriebstemperatur zu halten. Der funktionelle Nachweis, einen Katalysator über 40 Stunden auf Betriebstemperatur zu halten, konnte im Labor erbracht werden [47]. Die Erhaltung der Temperatur des Drei-Wege-Katalysators auf ca. 300 °C musste später fallen gelassen werden. Dichtigkeitsprobleme des Latentwärmespeichergefässes, infolge grosser Temperaturdifferenzen im Abgasstrang, erzeugten mit dem aggressiven Speichermaterial NaOH eine Gefahr für die Beständigkeit der Katalysatorwabe und letztendlich für die Umwelt.

Der Kühlwasserkreislauf mit einer Betriebstemperatur von 70 - 80 °C teilt sich in einen Hauptkreislauf, der im verbrennungsmotorischen Betrieb benötigt wird, und einen Nebenkreislauf, der je nach Kühlbedarf im verbrennungsmotorischen oder elektrischen Betrieb aktiviert wird.

Der Hauptkreislauf kühlt den VM (Block, Zylinderkopf und Motorenöl) und nimmt die Überschusswärme der Abgase auf, die den Katalysator gefährden würde (Temperaturregelung auf 600 °C vor Kat). Der Hauptkreislauf liefert dem Latentwärmespeicher aus BaOH, der den Phasenwechsel bei 78 °C besitzt, die erforderliche Heizenergie im Lademodus. Die Zirkulation im Hauptkreislauf wird durch die Wasserpumpe des VM sichergestellt.

Der Nebenkreislauf kühlt die EM und den Wechselrichter sowie das Hydrauliköl des Getriebes. Bei starker Rekuperation führt der Nebenkreislauf die Wärme des Leistungswiderstandes ab. Der Nebenkreislauf verfügt über eine elektrische Zirkulationspumpe.

Um den VM möglichst schnell auf Betriebstemperatur zu bringen, wird der Latentwärmespeicher genutzt, den VM vorzuwärmen oder die Warmlaufphase zu verkürzen [50]. Bei entsprechend geschaltetem Kreislauf verbindet die elektrische Pumpe den Latentwärmespeicher und den VM und pumpt das Kühl-/Heizwasser zum VM. Der Fahrzeugluftkühler wird über einen mechanischen Thermostaten zum Kühlkreislauf geschaltet.

5.1.6 Steuerungssystem

Das Steuerungssystem des ETH-Hybrid III Antriebes muss folgenden Anforderungen genügen:

- Fahrzeugtauglichkeit
- Flexibilität der Konfiguration (unterschiedlichen Aufbauten an den Komponentenprüfständen)
- Kompatibilität zu modernen Entwicklungswerkzeugen (automatisierte Code Generierung)

Am TIK wurde ein Steuerungssystem gemäss den oben genannten Anforderungen entwickelt [82] und [83].

5.1.6.1 Hardware

Das Steuerungssystem verfügt über eine zentrale Rechnerarchitektur mit einem Netzwerk von Transputern, dessen Rechenleistung den Anforderungen angepasst werden kann. Dabei wird mit einer Grundkonfiguration die Messsignalaufbereitung, die Datenausgabe an den Prozess und die Kommunikation zum Systembenützer sichergestellt. Alle weiteren Transputer können modular in das Netzwerk integriert werden.

Durch eine spezielle Verteilschaltung können die aktuellen Messdaten bei den erforderlichen Transputern zeitgleich zur Verfügung gestellt werden. Die Datenausgabe an den Prozess erfolgt asynchron, d.h. sobald die Stellgrössen ermittelt sind, werden sie an die Prozessperipherie übermittelt.

Der Rechnerverbund ist über einen VME-Bus[1] mit der Prozessperipherie verbunden. In einem potentialgetrennten Bereich können auf standardisierten Trägerkarten mit vorbereitetem VME-Businterface die Signalkonversionen (digital zu analog und umgekehrt) anwendungsorientiert vorgenommen werden. Für verschiedene Anwendungen sind diese sogenannten M-Module im Handel erhältlich. Für spezielle Signale wie die Drehwinkel- und Drehzahlaufbereitung, Ansteuerung des Wechselrichters oder zur kurbelwinkel-

1. Virtual Measurement Extension-Bus. Dies ist ein paralleler Datenbus mit einer hohen Datentransferrate.

synchronen Ansteuerung der Zündung und der Einspritzung des VM wurden innerhalb des Projektes vom TIK in Zusammenarbeit mit dem IEM und dem IMRT spezielle M-Module entwickelt.

Auf der Instrumentierungsseite werden die Messsignale möglichst in der Nähe der Sensoren in sogenannten Satelliten in normierte Signale gewandelt und zum zentralen Rechner übermittelt. Analog werden die Stellsignale in den ebenfalls galvanisch getrennten Satelliten in Leistungssignale gewandelt. Diese Systemstruktur bildet die Basis für eine möglichst einfache Zusammenführung von Teilsystemen in den Gesamtantriebsstrang.

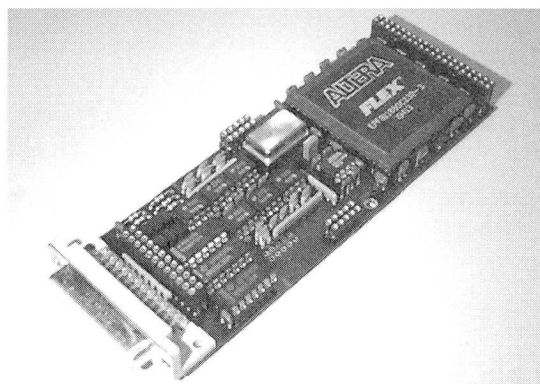


Bild 5.1.24: Ansicht des M-Modules zur Ansteuerung des Wechselrichters mit integriertem Digitalem-Signal-Prozessor.

5.1.6.2 Software

Da die einzelnen Komponenten an unterschiedlichen Standorten entwikkelt worden sind, ist klar, dass eine möglichst modulare Struktur auch des Steuerungssystems notwendig ist. Die gewählte logische Struktur ist in Bild 5.1.25 dargestellt. Die Verbindung zwischen den einzelnen Subsystemen erfolgt ausschliesslich über das Subsystem "Observation". So können die Schnittstellen modular strukturiert werden, und eine Überwachung der Funktionstüchtigkeit der Systemkomponenten ist möglich.

Die Spezifikation des ereignisorientierten Teils des Antriebsmanagements erfolgt gemäss der am TIK entwickelten Methode "Communicating Inter-

acting Processes (CIP)" und mit dem gleichnamigen Werkzeug [22]. Die kontinuierlich arbeitenden Regelkreise werden in ANSI C geschrieben und in die CIP-Struktur integriert.

Jedes Subsystem (Cluster), das als zeitsynchroner Bereich betrachtet wird, ist einem Transputer zugeordnet, der bei Bedarf durch zusätzliche Transputer (Slaves) unterstützt werden kann. Zwischen den einzelnen Clustern besteht ein zeitasynchroner Datenaustausch.

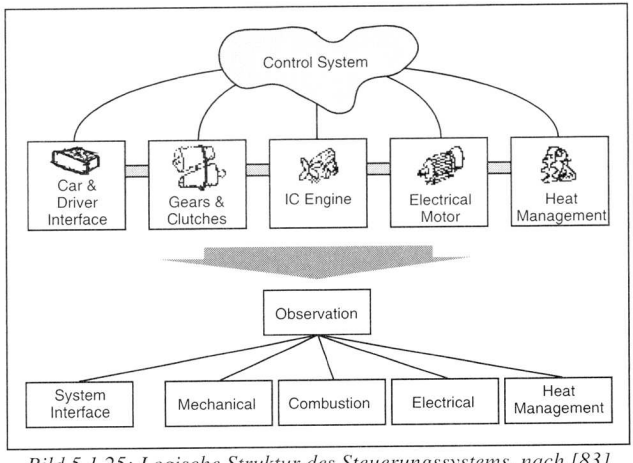


Bild 5.1.25: Logische Struktur des Steuerungssystems, nach [83].

5.2 Realisierung des Antriebsystems

Der Aufbau des Antriebsystems erfolgte in verschiedenen Schritten. In der ersten Phase wurden die Einzelkomponenten und das übergeordnete System entwickelt und erprobt:

- VM [19, 21] (Entwicklung und Anpassung der Regelung [78, 85])
- i^2-CVT Getriebe [76, 58, 59]
- EM und Wechselrichter [87] und [49]
- Steuerungssystem [83]
- Komponenten- und Antriebsstrangmodellierung [73, 75 - 77]
- Fahrstrategiespezifikation [91]

In einer zweiten Phase wurden das Teilsystem VM-Schwungradeinheit-Steuerungssystem erprobt und verbessert [90, 65, 56, 57].

In einer dritten Phase erfolgte die Überprüfung der implementierten Fahrstrategien und Regelkonzepte am Gesamtantriebsstrang und im Fahrzeug.

Das System ist vor allem von der Bedienungsseite her und in der Zusammenwirkung der verschiedenen Komponenten mehr als nur die Summe der einzelnen Komponenten. Deshalb werden diese zwei Aspekte detaillierter dargestellt.

5.2.1 Mensch-Maschinen-Interface

Die manuelle Bedienung der Gesamtheit aller Komponenten würde den Fahrer bei der Komplexität des Antriebes überfordern. Deshalb stehen dem Fahrer annähernd die gleichen, gewohnten Bedienelemente eines Personenwagens zum Ausdruck seines Fahrerwunsches zur Verfügung. Der Fahrwunsch wird dann durch das Steuerungssystem in eine Betriebsstrategie für die einzelnen Komponenten gegliedert und unter dessen autonomen Überwachung umgesetzt.

Dem Fahrer stehen folgende Bedienelemente zur Verfügung:

- *Fahrpedal:* Der Winkel entspricht dem Wunschmoment am Rad
- *Bremspedal:* Entspricht heutigem Seriengebrauch; wirkt direkt auf die Radbremsen und wird durch den Antriebsstrang nicht beeinflusst
- *Gangwahlhebel:* Wie bei Automatikgetrieben können die Fahrprogramme P (parken), R (rückwärts), N (neutral), D (vorwärts) gewählt werden
- *Rekuperationshebel:* Im Fahrprogramm D übernimmt der Gangwahlhebel eine weitere Funktion. Anstelle der üblichen Schaltung der Einzelgänge des Automatikgetriebes kann hier ein kontinuierlicher Winkel überstrichen werden. Der Winkel entspricht dem Rekuperationsmomentenwunsch am Rad. Der Winkelbereich wird durch das Steuerungssystem bei eingeschränkter Rekuperationsleistungsfähigkeit (z.B. Schwungrad bereits gefüllt) begrenzt.

- *Fahrstrategiewahlschalter:* Wahl zwischen den Fahrstrategien Elektro- oder Verbrennungsmotorbetrieb (eine hybride Fahrstrategie wäre möglich).
- *Zündschlüssel:* Starten und Abschalten des Antriebsstranges

Dem Fahrer werden über ein Display auf mehreren Anzeigeseiten Informationen über den Zustand des Antriebsstranges und des Fahrzeugs vermittelt. Die Grundanzeige verfügt über:

Analog dargestellte Instrumente:

- Fahrzeuggeschwindigkeit
- Drehzahlen von VM, EM, Schwungrad
- Übersetzungsverhältnis des Kettenwandlers
- Benzintank- und Batteriefüllstand

In textlicher Darstellung wird angezeigt:

- Gewählte Fahrstrategie
- Eingelegter Gang
- Zustandsmeldung des Systems
- Warnungen des Steuerungssystems

In Form von Warnleuchten wird dem Fahrer mitgeteilt:

- Minimale Batteriespannung unterschritten
- Blinker
- Fernlicht
- Handbremse betätigt
- Systemfehler des Antriebssystems
- Betätigung des Not-Aus-Schalters

Auf den weiteren Anzeigeseiten können Temperatur- und Druckwerte der verschiedenen Antriebskomponenten angezeigt werden. Für die Entwicklung und Abstimmung von spezifischen Komponenten können zusätzliche Bildseiten durch das am TIK und am LVV entwickelte Werkzeug zeiteffizient implementiert werden.

5.2.2 Regelungskonzepte

Die Komplexität der Steuerung und Regelung des Antriebes erfordert eine klare Strukturierung und Hierarchiebildung zwischen den verschiedenen Aufgaben. Die notwendige Kaskadierung wird durch die zu verarbeitende Menge an Informationen unterschiedlicher Geschwindigkeitsklassen untermauert. Die gewählten Hierarchieebenen sind aus Bild 5.2.1 ersichtlich, wo beispielhaft die Struktur des Clusters M (Mechanical) zu sehen ist.

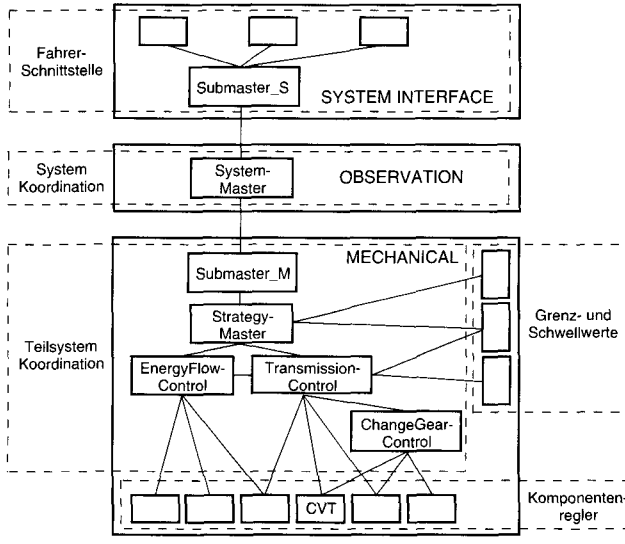


Bild 5.2.1: Logische Struktur der Steuerung und Regelung am Beispiel des Clusters M (Mechanical).

Zur Übersicht sind hier nochmals die Regelkreise aufgelistet, die zum Betrieb der einzelnen Komponenten notwendig sind:

Verbrennungsmotor: Verbrennungsluftverhältnis, Zündzeitpunkt und Drosselklappenposition (Kap. 5.1.1.3).

Elektromaschine: Frequenz, Spannung und Wechselstrom der EM [87]. Die Regelungen sind lokal im Wechselrichter integriert, da die erforderliche Regelgeschwindigkeit von 10 kHz die Möglichkeiten des Steuerungssystems übersteigt.

Hybrideinheit: Anpressdruck der Reibkupplungen (Kap. 5.1.3.2)

i^2-CVT-Getriebe: Kettenwandlerübersetzung (Kap. 5.1.4.1).
Hydraulikversorgung für CVT und Hybrideinheit (Kap. 5.1.4.3)

Als Kaskadenregler oberhalb der Komponentenregler ist die Regelung des Fahrwunsches als Kraftwunsch am Rad zu betrachten. Typisch für diese Regelungsaufgabe ist die Interaktion mit den Fahrstrategien. Der Wechsel zwischen den verschiedenen Betriebsarten kann auch zum Umschalten zwischen unterschiedlichen Reglern führen, d.h. die Fahrstrategie entscheidet über die zu aktivierenden Regler der Momentenwunschregelung und somit über die erforderliche Sollübersetzung. Unterlegt ist als Lageregelung die Übersetzung des Kettenwandlers [26]. Der schematische Aufbau ist in Bild 5.2.2 und [73] ersichtlich.

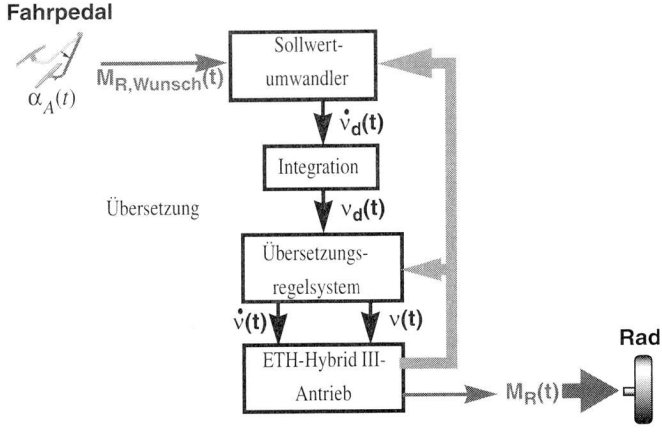


Bild 5.2.2: Struktur der Kraftwunschregelung nach [73].

5.3 Realisierung des Versuchsfahrzeuges

Das Zielfahrzeug war ein Fahrzeug der VW-Golf Klasse. Ein Modellwechsel während der Projektdauer führte zu neuen Masse- und Leistungsdaten. Die Eckdaten des ursprünglichen Golf II und des neuen Fahrzeuges (Golf III) sind in Tabelle 5.3.1 dargestellt.

Eigenschaft	Einheit	Basisauslegung VW Golf II	VW Golf III
Fahrzeugmasse (leer)	kg	900	1015
Äquivalente träge Masse	kg	50	60
Luftwiderstand c_w*A	m^2	0.7	0.7
Rollwiderstandbeiwert c_r	–	0.012	0.01
Motor (Hubvol./Leistung)	dm^3/kW	1.3 / 53	1.6 / 55

Tabelle 5.3.1: Hauptgrössen des ursprünglichen Zielfahrzeuges und des Vertreters der Golf-Klasse im Jahre 1996.

5.3.1 Hauptdaten des Versuchsfahrzeuges

Der Antriebsstrang wurde für Fahrversuche in einen Volkswagen Sharan eingebaut (Bild 5.3.1). Diese Plattform wurde aus Platzgründen gewählt, da die Gesamtanordnung an verschiedenen Teilen Sicherheitszugaben aufweist, bauraumtechnisch nicht optimiert ist und eine erhebliche Anzahl Sensoren und Aktuatoren im Antrieb integriert sind. Die Hauptdaten des Fahrzeuges sind in Tabelle 5.3.2 zusammengefasst. Gegenüber dem ursprünglichen Seriengewicht des verwendeten Sharan Basisfahrzeuges sind im Versuchsfahrzeug zusätzliche 435 kg vorhanden. Dabei sind verschiedene Halter aus Stahl gefertigt, die in einem weiteren Schritt durchaus durch Leichtmetalle ersetzt und in ihrer Tragfunktion verbessert werden können. Zusätzlich ist in diesem Gewicht ein Datenerfassungsrechner inklusive einem 21" Monitor von 25 kg enthalten. Folglich können die berücksichtigten 360 kg Mehrgewicht für den Aufbau am dynamischen Prüfstand als durchaus realistisch abgeschätzt werden.

Neben dem erhöhten Luft- und Rollwiderstand spielt für die Abstimmung des Antriebes auf das Fahrzeug vor allem der grössere Radradius von 9.5% eine entscheidende Rolle. Den grössten Einfluss gegenüber dem dynamischen Prüfstand haben die veränderten Betriebspunkte des Kettenwandlers.

Die Nennleistung des VM von 45 kW skaliert nicht gerade ideal zum Fahrzeuggewicht des Sharan. Die anvisierten Ziele des Fahrversuches, näm-

lich die Fahrbarkeit des Antriebes zu ergründen, können aber auch mit der aktuellen Konfiguration erreicht werden. In einem weiteren Schritt müsste auch der benötigte Bauraum des Antriebsstranges reduziert werden. Eine Studie über einen möglichen Aufbau eines weiterentwickelten Hybridantriebes mit Schwungrad ist in [35] skizziert. Die Fahrversuche wurden auf Rollenprüfständen an der EMPA in Dübendorf und an der Ingenieurschule Biel durchgeführt.

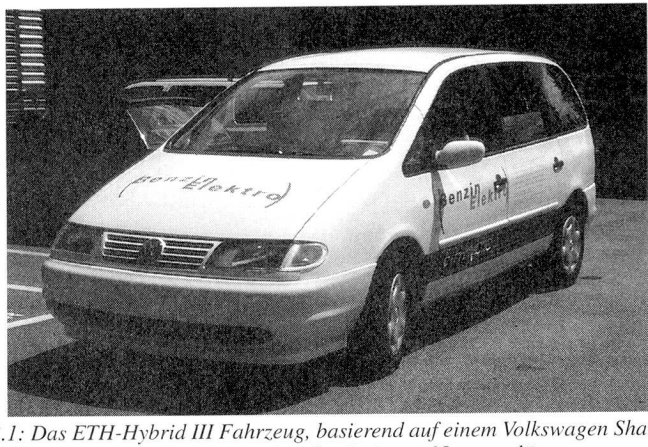


Bild 5.3.1: Das ETH-Hybrid III Fahrzeug, basierend auf einem Volkswagen Sharan. Die Frontpartie ist gegenüber der Serie um 18 cm verlängert.

Eigenschaft	Einheit	ETH-Hybrid III Sharan
Fahrzeugmasse (leer)	kg	2320
Rotierende Masse	kg	88
Luftwiderstand c_w*A	m^2	0.86
Rollwiderstandbeiwert c_r	–	0.0133
Radradius	m	0.304
Motor (Hubvol./Leistung)	dm^3/kW	1.3 / 45

Tabelle 5.3.2: Hauptgrössen des ETH-Hybrid III Fahrzeuges.

5.3.2 Anpassungen des Antriebsstranges

Am Antriebsstrang sind einige Modifikationen gegenüber dem Aufbau am dynamischen Prüfstand verwirklicht. Die wesentlichsten Anpassungen betreffen das Frischluft- und Abgassystem des VM, den Wärmehaushalt und das Steuerungssystem.

Der Abgaskollektor wurde aus Platzgründen in eine Vier-in-Eins-Anordnung geändert. Auf einen Wärmetauscher, der die Abgastemperatur vor dem Katalysator nach oben begrenzen könnte, wurde verzichtet. Die Versuche auf dem Stationärprüfstand ergaben Abgastemperaturen unterhalb 900 °C im Abgaskrümmer und unterhalb 850 °C vor dem Katalysator. Der Katalysator ist hinter der Radantriebswelle in Bodennähe positioniert. Die Rohre bis zum Katalysatoreintritt sind doppelwandig ausgeführt, um einen schnellen Temperaturanstieg vor dem Katalysator zu gewährleisten. Hinter dem Katalysator geht die Rohrführung ins serienmässige Auspuffsystem über. Der Frischluftsammler wurde dem vorhandenen Bauraum angepasst und die Drosselklappe ist seitlich angeordnet. Auf einen Luftmassenmesser wurde verzichtet.

Der Wärmekreislauf ist auf ein Minimum reduziert. Auf die Nutzung der Abwärme des Abgases wurde zu Gunsten einer vereinfachten Rohrführung verzichtet. Auf der Fahrzeugseite entfiel der Anschluss des Heizsystems. Ansonsten ist der Wärmekreislauf gemäss Bild 5.1.23 ausgeführt.

Das Steuerungssystem wurde um die Schnittstelle zum Fahrzeug erweitert. Über ein Display wird dem Fahrer die relevante Information angezeigt. Neben der reinen Fahrinformation können durch die Wahl verschiedener Bildschirmseiten zusätzliche Informationen während dem Betrieb angesehen werden (vgl. Kap. 5.2.1). Die einzelnen Seiten können über eine abgeänderte Schaltung der Bedienung der Geschwindigkeitsregelung angewählt werden. Zusätzlich ist die Anbindung des Batterieladegerätes und des Batteriemanagers ans Steuerungssystem realisiert worden.

5.4 Untersuchungen am dynamischen Prüfstand

Am LVV wurde der Antrieb auf dem dynamischen Prüfstand untersucht. Die Dynamik des Fahrzeuges wird an diesem Prüfstand mittels Schwungmassen und einer geregelten Wirbelstrombremse dargestellt. Normalerweise ist der Prüfstand für Abtriebsdrehzahlen ab Getriebeausgang ausgelegt. Für den ETH-Hybrid III Antrieb wurde nach dem Halbwellenausgang – das Differential ist hier bereits integriert – ein Hochtreibergetriebe mit der festen Übersetzung 4.1 integriert. Für die Simulation des Fahrzeuges wurde von den folgenden Fahrzeugdaten ausgegangen:

	Einheit	Wert
Fz-Masse (Leer + Zuladung)	kg	1360+140
Rotierende Fz-Masse	kg	60
Luftwiderstand	m^2	0.7
Radradius	m	0.274
Rollwiderstandsbeiwert	-	0.01

Tabelle 5.4.1: Eckdaten des Fahrzeugs am dynamischen Prüfstand.

Der Prüfstandsaufbau wird ohne spezifische Luftkonditionierung mit Umgebungsluft betrieben. Die elektrische Speisung des Steuerungssystems wurde ab dem 220 V-Netz bezogen und bewegt sich zwischen 200 - 250 W Gleichstrom bei 12 V, d.h. der Generator ist unbelastet. Die Abgase werden über eine CVS-Anlage konditioniert und kontinuierlich gemessen. Zur Ermittlung der Gesamtbelastung der Schadstoffe werden die Messwerte fortlaufend aufintegriert. Eine Beutelmessung über Teilzyklen wurde nicht durchgeführt. Sämtliche Messungen wurden bei warmem VM durchgeführt, d.h. die Öltemperatur des VM ist jeweils oberhalb von 40 °C.

5.4.1 *Konstantfahrt*

Die Verbrauchswerte wurden einerseits unter den in Tabelle 5.4.1 dargelegten Fahrzeugwerten gefahren und sind in Tabelle 5.4.2 dargestellt.

Zusätzlich ist in Bild 5.4.1 der Drehzahlverlauf des Schwungrades, des VM und die Fahrzeuggeschwindigkeit ersichtlich. Um die Betriebsweise noch zu verdeutlichen, ist der Verlauf des Übersetzungsverhältnisses des Getriebes mitabgebildet. Beim Vergleich des zeitlichen Verlaufs bei den Geschwindigkeiten 30 und 50 km/h, fallen einerseits die längere Taktperiode bei 30 km/h infolge reduziertem Leistungsbedarf am Rad auf, und andererseits wird bei 30 km/h die Umschaltung zwischen den beiden Gängen mit einer Inversion der Kettenwandlerverstellrichtung deutlich.

Geschwindigkeit [km/h]	Leistung am Rad [kW]	Benzinverbrauch [l/100km]	Wirkungsgrad Antrieb [–]
21	0.939	4.37	0.116
30	1.461	3.46	0.160
40	2.192	3.51	0.177
50	3.131	3.35	0.212
65	5.047	3.80	0.231
71	6.017	4.27	0.225

Tabelle 5.4.2: Konstantfahrverbrauch bei ebener Fahrt.

Mit $c_r = 0.02$ ergeben sich Verbrauchswerte nach Tabelle 5.4.3.

Geschwindigkeit [km/h]	Leistung am Rad [kW]	Benzinverbrauch [l/100km]	
12	0.996	6.52	0.144
23	1.986	5.51	0.178
33	3.010	5.29	0.196
41	3.951	4.76	0.230
49	5.030	4.92	0.237
55	5.944	5.13	0.239
61	6.962	5.53	0.234

Tabelle 5.4.3: Konstantfahrverbrauch beim Rollwiderstandsbeiwert ($c_r = 0.02$).

Im Vergleich zum Bestwert dieses VM von $\eta = 0.322$ (260 g/kWh) sind die Antriebswirkungsgrade im Bereich von 2 - 12% der Nennleistung durchaus gut. Verbrauchswerte mit der EM konnten auf dem dynamischen Prüfstand nicht gemessen werden, da der verwendete Wechselrichter erst für den Fahrzeugeinbau zur Verfügung stand (vgl. Kap. 5.5.1).

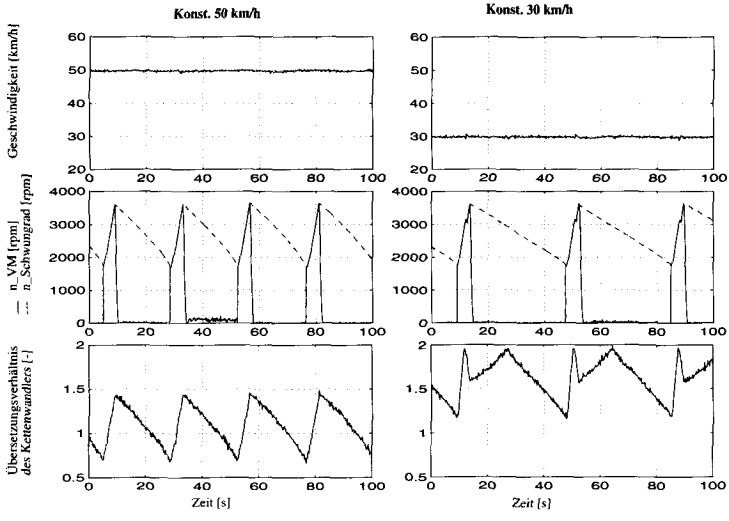


Bild 5.4.1: Geschwindigkeit, Schwungrad- und Motordrehzahl und Übersetzungsverhältnis des Kettenwandlers bei Konstantfahrt 50 und 30 km/h.

5.4.2 Genormte Testzyklen

Am dynamischen Prüfstand können die gewünschten Fahrprofile (Zeit - Geschwindigkeit) dem Fahrer über einen Monitor vorgegeben werden. Ausgehend von der Abtriebsdrehzahl wird auf die Geschwindigkeit geschlossen und dem Fahrer zum Soll-Ist-Vergleich angezeigt. Der Benzinverbrauch wurde mit einem Pierburg Durchflussmessgerät (PLU) gemessen und stimmt mit dem errechneten Verbrauch aus der Kohlenstoffbilanz der Abgase auf 5% überein.

Die Ergebnisse des ECE-R15/04 sind in der Tabelle 5.4.4 ersichtlich.

	Einheit	Grenzwert FAV1[a)]	Grenzwert Euro II[b)]	Messergebnisse
Verbrauch	l/100km	–	–	4.765 ± 1%
HC	g/km	0.25	–	0.126 ± 5%
CO	g/km	2.1	2.2	1.18 ± 1%
NO_x	g/km	0.62	–	0.45 ± 1%
HC+NO_x	g/km	–	0.5	0.576 ± 2%
CO_2	g/km	–	–	106.9 ± 1%

a)Schweizergrenzwerte bis 1996 nach FTP-75 Mode gefahren mit Kaltstart.
b)Europäischer Grenzwert ab 1996 nach NEFT mit Kaltstart.

Tabelle 5.4.4: Verbrauchs- und Emissionsergebnisse des ETH-Hybrid III Antriebes auf dem dynamischen Prüfstand im Benzinbetrieb (warm).

Beim Vergleich des Verbrauchs mit dem Referenzfahrzeug (VW Golf III, 1.6 l, 55 kW Ottomotor, Leergewicht 1015 kg nach [46]) ergibt sich eine Verbrauchseinsparung des ETH-Hybrid III Antriebs bei einem Verbrauch von 4.77 l/100 km von 46% gegenüber dem Basisfahrzeug mit einem Verbrauch von 8.9 l Benzin.

Als Vergleichsbasis für die Emissionswerte ist die Emissionsgesetzgebung von 1990 zu verwenden, auf die der VM ausgelegt worden ist. Die Durchführung der Messungen bei warmem Antrieb war einerseits von der Annahme geleitet, dass das Wärmemanagement durch die Latentwärmeheizung des Katalysators in der Lage ist, die Abgaskonversion von Messbeginn weg zu ermöglichen. Andererseits war die Infrastruktur am Motorenprüfstand für eine Abstimmung des Kaltstarts des VM nicht verfügbar.

5.4.2.1 FTP-Zyklus

Im FTP-75 Stadtzyklus erzielt der ETH-Hybrid III Antrieb einen Verbrauch von 4.995 l/100km Benzin bei warmem Betrieb.

5.4.2.2 Zürcher Innenstadtzyklus

Der Zürcher Innenstadtzyklus entspricht dem Fahrverhalten im innerstädtischen Bereich der Stadt Zürich unter der Vermeidung von grossen Steigungen und Gefällen. Er wurde während dem Feldversuch mit 20 Volkswagen Golf II Hybridfahrzeugen ermittelt [18] und kann wie folgt charakterisiert werden: Der Verkehr verhält sich bezüglich Durchschnittsgeschwindigkeit, Zeitanteil des Stillstandes, gemittelte Beschleunigung in den Beschleunigungs- und Bremsphasen wie der Durchschnitt des ECE-R15/04 Zyklus. Die Zeitanteile der Beschleunigung und der Verzögerung entsprechen dem FTP-75 Zyklus. Die Konstantfahrtzeitanteile und die mittlere Fahrtdauer sind markant kleiner als in beiden Zyklen, d.h. in Zürich wird relativ hektisch gefahren.

In diesem Zyklus erzielte der ETH-Hybrid III einen Verbrauch gemäss Tabelle 5.4.5, der mit einem Serienfahrzeug Volkswagen Golf III, 1.3 l, 44 kW Ottomotor mit einem Prüfgewicht von 1135 kg verglichen wird [18].

Zyklus	ETH-Hybrid III [l/100km]	Golf III, 44kW [l/100km]
Zürcher Innenstadt	5.88	10.85

Tabelle 5.4.5: Verbrauchsvergleich warm im Zürcher Innenstadtzyklus.

5.4.3 Rekuperation

Die Koordination des i^2-CVT und der Schwungradeinheit stellt eine notwendige Voraussetzung für einen effizienten Rekuperationsbetrieb dar [73, 92].

Der Wirkungsgrad des Rekuperationsbetriebs kann am dynamischen Prüfstand sehr gut ermittelt werden. Dabei stellt das Fahrzeug zur Zeit t_{start} mit der Geschwindigkeit v_{start}, einen Energiespeicher dar. Es interessiert nun, wieviel von dieser Energie ins Schwungrad transferiert und anschliessend zurück ins Fahrzeug gespiesen werden kann. Die Transienten sind in Bild 5.4.2 abgebildet.

Bei der Berechnung des Rekuperationswirkungsgrades muss die benötigte Energie für die auftretende Luft- und Rollreibung bei der Bestimmung des Rekuperationspotentials berücksichtigt werden (5.4.3) resp. (5.4.4) und darf nicht dem Übertragungswirkungsgrad des Kurzzeitenergiespeichers angelastet werden (5.4.1). Die Voraussetzung $n_{S_start} = n_{S_Ende}$ vermeidet die Berücksichtigung bereits gespeicherter Energie im Schwungrad.

$$\eta_{Rek} = \frac{E_{Kin_{FzEnde}} + E_{Dissi_{Beschl}}}{E_{Kin_{FzStart}} - E_{Dissi_{Brems}}} \tag{5.4.1}$$

$$mit \qquad E_{Kin_{Fzx}} = 0.5 \cdot m_{Fz} \cdot v_x^{\,2} \tag{5.4.2}$$

$$E_{Dissi_{Beschl}} = \int_{t_{v0}}^{t_{vE}} (0.5 \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot v^3 + c_r \cdot m_{Fz} \cdot g \cdot v)dt \tag{5.4.3}$$

und

$$E_{Dissi_{Brems}} = \int_{t_{vSt}}^{t_{v0}} (0.5 \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot v^3 + c_r \cdot m_{Fz} \cdot g \cdot v)dt \tag{5.4.4}$$

Die Auswertung der Versuchsergebnisse aus Bild 5.4.2 ergibt einen Rekuperationswirkungsgrad von $\eta_{Rek} = 0.51$. Dabei ist zu berücksichtigen, dass bei längeren Stillstandszeiten der Wirkungsgrad durch die Luftreibung des Schwungrades abnimmt. Bei hohen Brems- und Beschleunigungsgradienten steigt der Wirkungsgrad an (vgl. Kap. 5.5.4), da die umgesetzte Leistung steigt und die nahezu gleichbleibende Verlustleistung proportional reduziert ins Gewicht fällt.

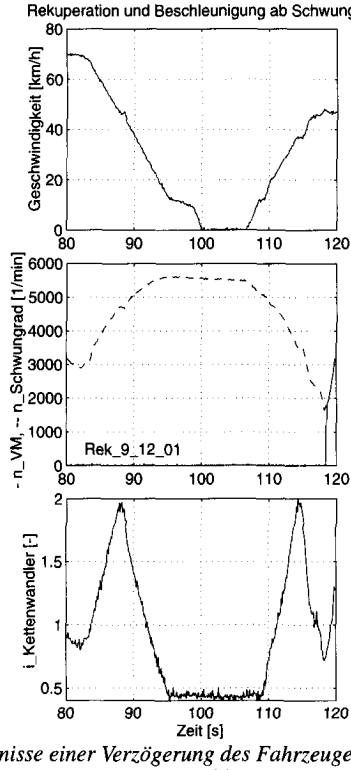


Bild 5.4.2: Messergebnisse einer Verzögerung des Fahrzeuges ab 70 km/h mit Schwungradrekuperation und einer anschliessenden Beschleunigung.

5.4.4 Transiente Betriebsartenwechsel

Beim Betrieb des ETH-Hybrid III Antriebes treten verschiedene Betriebsartenwechsel auf. Stellvertretend werden folgende zwei Fälle genauer betrachtet:

- Wechsel zwischen Taktbetrieb und Überlandbetrieb
- Wechsel zwischen Taktbetrieb und Rekuperationsbetrieb.

5.4.4.1 Wechsel zwischen Taktbetrieb und Überlandbetrieb

Beim Wechsel zwischen Taktbetrieb und Überlandbetrieb wird in eine völlig neue Antriebskonfiguration übergegangen (vgl. Kap. 2.3.3). Der

Wechsel zum Überlandbetrieb erfolgt, sobald der Fahrerwunsch oberhalb der Taktbetriebsgrenze liegt und gleichzeitig das Schwungrad entladen ist. Wie in Bild 5.4.3 deutlich wird, kann für kurze Zeit ein Leistungswunsch oberhalb des Taktbetriebes aus dem Schwungrad befriedigt werden. Die Anpassung der Getriebeübersetzung wechselt beim Betriebsartenwechsel die Richtung, was an der Übersetzung des Kettenwandlers erkennbar wird.

Wie aus dem Verlauf der Schwungraddrehzahl zu sehen ist, wird anfänglich die Beschleunigungsleistung teilweise aus dem Schwungrad geliefert, so dass auch der Momentenwunsch annähernd erfüllt werden kann. Sobald das Schwungrad entladen und abgekoppelt ist, wird zur Betriebsart Überlandbetrieb gewechselt. In der neuen Konfiguration wird die erforderliche Motorleistung über eine Drehzahlanpassung eingestellt. Die dazu benötigte Beschleunigungsleistung für die trägen Massen fehlt kurzzeitig am Rad, wie der Verlauf des Radmomentes in Bild 5.4.3 deutlich zeigt (vgl. Kap. 4.3.2).

Im umgekehrten Fall, beim Wechsel vom Überlandbetrieb zum Taktbetrieb, muss die Leistung des VM reduziert werden. Dazu wird, wie in Bild 5.4.4 dargestellt, der VM gedrosselt.

Man könnte sich überlegen den VM auch ganz abzustellen. Diese Betriebsweise führt aber bei kurzzeitigen Fahrwunschschwankungen zu häufigem An- und Ausschalten des VM mit dem Nachteil der Startverluste und Emissionsspitzen.

Die Drehzahl des VM und der Zwischenwelle muss dem Leistungswunsch angepasst und folglich reduziert werden. Die kinetische Energie der Trägheiten verzögert die Leistungsanpassung an den Fahrwunsch kurzzeitig.

Dieses unerwünschte Verhalten könnte mit dem Einsatz des Schwungrades bereinigt werden. Anstelle mit dem CVT die Zwischenwelle der Schwungraddrehzahl anzugleichen, bevor die Kupplung K3 geschlossen wird, könnte mit einem Schleifen der Kupplung K3 das Schwungrad beschleunigt und die rotierenden Massen in wesentlich kürzerer Zeit verzögert werden. Diese Regelung von K3 erfordert aufgrund der Sensitivität des

hydraulischen Regelkreises eine Regelrate, die die Leistungsfähigkeit des installierten Steuersystems nicht zur Verfügung stellen kann.

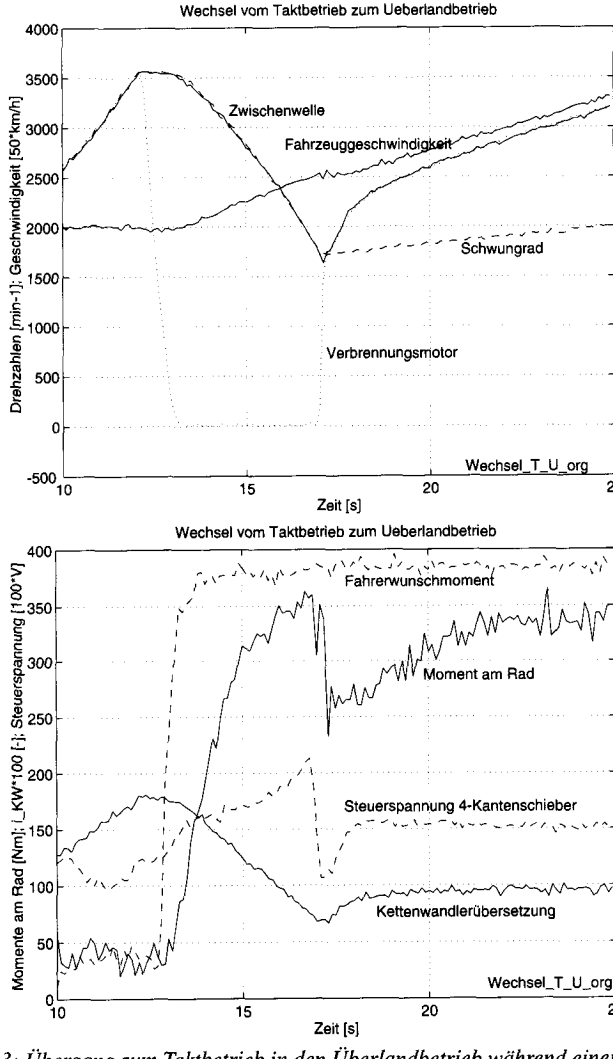


Bild 5.4.3: Übergang zum Taktbetrieb in den Überlandbetrieb während einer Beschleunigung.

Beim Übergang zum Taktbetrieb wird zuerst die Drehzahldifferenz zum Schwungrad aufgehoben, die Reibkupplung K3 geschlossen und je nach

Drehzahlniveau ein Ladezyklus des Schwungrades bis zur oberen Drehzahlgrenze von 3600 min^{-1} durchgeführt.

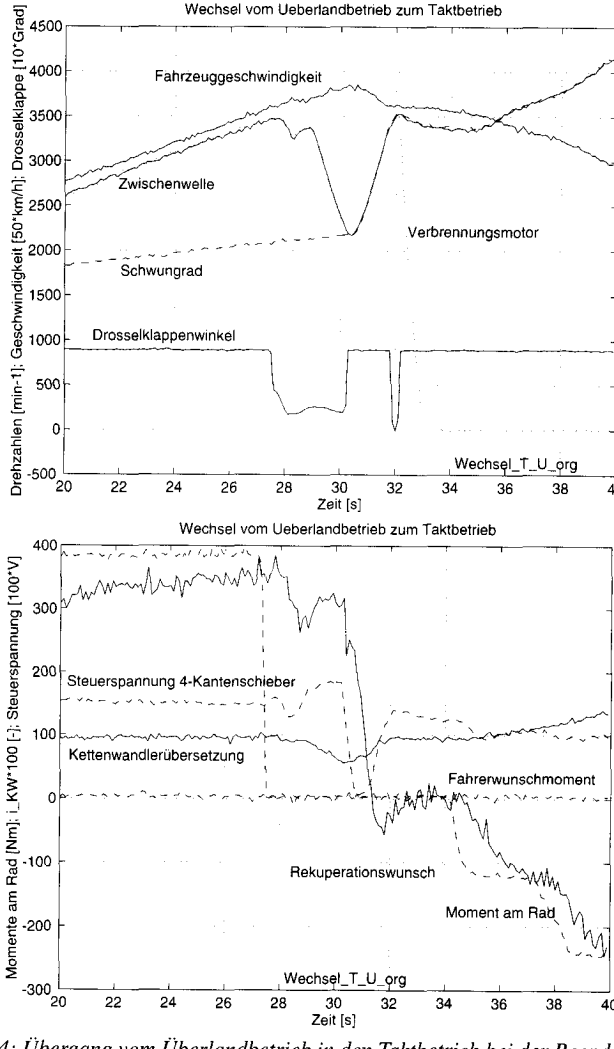


Bild 5.4.4: Übergang vom Überlandbetrieb in den Taktbetrieb bei der Beendigung einer Beschleunigungsphase und anschliessendem Wechsel in den Rekuperationsbetrieb.

Die Drehzahl des Schwungrades steigt in der Zeit vor Sekunde 30 an, obwohl die Reibkupplung K3 geöffnet ist. Dies ist eine Folge der Luftrei-

bung, der Lagerreibung zwischen Schwungrad und der Zwischenwelle und einer möglichen Reibleistung in der Reibkupplung.

5.4.4.2 Wechsel zwischen Taktbetrieb und Rekuperationsbetrieb.

Der Wechsel zwischen Takt- und Rekuperationsbetrieb ist wesentlich einfacher als der Wechsel zum Überlandbetrieb, da die Struktur des Antriebsstranges zwischen Schwungradspeicher und Fahrzeug unverändert bleibt. Dieser Übergang ist ebenfalls in Bild 5.4.4 dargestellt. Man erkennt das gute Folgeverhalten des Radmomentes zum Wunschmoment, das über den Rekuperationshebel vorgegeben werden kann. Beim Übergang zum Rekuperationsbetrieb wird der VM unabhängig vom Betriebspunkt abgeschaltet.

5.5 Untersuchungen am Rollenprüfstand

Die Verbrauchsmessungen für die Konstantfahrten auf dem Rollenprüfstand werden mit einem Flowtronic Messgerät durchgeführt, wobei das Treibstoffvolumen über das Fördervolumen einer Flügelzellenpumpe bestimmt wird. Für die Bestimmung der Zyklenverbrauchswerte werden die Kohlenstoffbilanzen der Emissionsmessungen verwendet.

Der Fahrwiderstand des Sharans wird am Prüfstand von den Widerstandswerten des Basisfahrzeug abgeleitet.

Rollwiderstandszahl c_r:	0.0133
Testmasse m_{Fz}:	2270 kg (Testmasse der Gewichtsklasse)
Luftwiderstand c_w*A:	0.8588 m^2 (gemäss Werksangaben)

5.5.1 Konstantfahrverbrauchswerte

Der Verbrauch für Konstantfahrt im Taktbetrieb ist in Tabelle 5.5.1 zusammengefasst. Die Messungen wurden mit einem am Prüfstand eingestellten Rollwiderstand, entsprechend der Rollwiderstandszahl $c_r = 0.0106$, durchgeführt. Deshalb stellen die Leistungen nicht genau den Verlauf des

realen Fahrwiderstandes dar. Der zeitliche Verlauf für 30 und 50 km/h ist in Bild 5.5.1 festgehalten. Im Vergleich zum Zielfahrzeug (Bild 5.4.1) sind die Taktzeiten kürzer, was eine Folge des erhöhten Leistungsbedarfs des Fahrzeuges ist. Der verschobene Bereich der Übersetzungsverhältnisse entsteht durch den grösseren Reifenradius beim Sharan. Der Verlauf der Geschwindigkeit, die von der Abtriebsdrehzahl des Getriebes abgeleitet ist, unterliegt leichten Schwankungen. Diese Abweichungen sind durch die menschliche Betätigung des Gaspedals, gekoppelt mit der begrenzten Auflösung der Geschwindigkeitsanzeige im Fahrzeug, begründet. Im Elektrobetrieb ergeben sich Verbrauchswerte gemäss Tabelle 5.5.2.

Geschwindigkeit [km/h]	Radleistung [kW]	Benzinverbrauch [l/100km]	Wirkungsgrad [–]
16	1.093	6.00	0.129
20	1.397	5.63	0.141
30	2.255	6.05	0.141
45	3.923	5.14	0.192
50	4.613	4.89	0.214
60	6.240	5.31	0.223
70	8.252	5.52	0.243
72	8.706	5.58	0.246

Tabelle 5.5.1: Konstantfahrverbrauch des Sharan auf dem Rollenprüfstand

Geschwindigkeit [km/h]	Radleistung [kW]	Batterieleistung [kW]	Wirkungsgrad [–]
10	0.831	3.246	0.256
13	1.093	3.503	0.312
16	1.360	3.897	0.349
20	1.730	4.042	0.428
25	2.223	4.641	0.479
30	2.756	5.230	0.527

Tabelle 5.5.2: Konstantfahrverbrauch im elektrischen Betrieb des Sharan auf dem Rollenprüfstand. Verbrauch ab Bleibatterie.

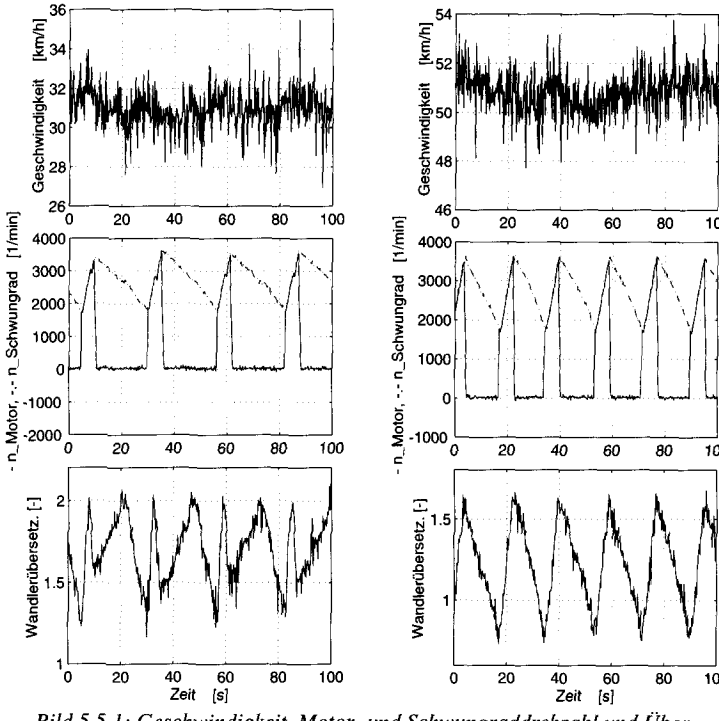


Bild 5.5.1: Geschwindigkeit, Motor- und Schwungraddrehzahl und Übersetzungsverhältnis des Kettenwandlers für 30 km/h (links) und 50 km/h (rechts) des ETH-Hybrid III Versuchsfahrzeuges auf dem Rollenprüfstand.

5.5.2 ECE-R15/04 Zyklus

Durch den erhöhten Leistungsbedarf variiert die Anzahl der Ladezyklen des Schwungrades (Bild 5.5.2). Als Folge verändern sich auch die Betriebspunkte des Schwungrades und dessen Reibleistung. Auf den Verbrauch ist der Einfluss nicht allzu gross, da der Wirkungsgrad der gelieferten Energie nur wenig variiert.

Anders sieht dies bei den Emissionen aus, wo die Anzahl der Motorenstarts eine entscheidende Rolle spielt. Deshalb treten hier beachtliche Abweichungen vom Mittelwert auf. Der Verbrauchsvorteil im Versuchsfahrzeug ist beachtlich (Tabelle 5.5.3), wobei ein direkter Vergleich zum Refe-

renzfahrzeug nur bedingt gezogen werden darf, da dieses über eine stärkere Motorisierung verfügt, die einerseits tiefere Teillastpunkte zur Folge hat, aber auch einen grösseren Kundennutzen darstellt.

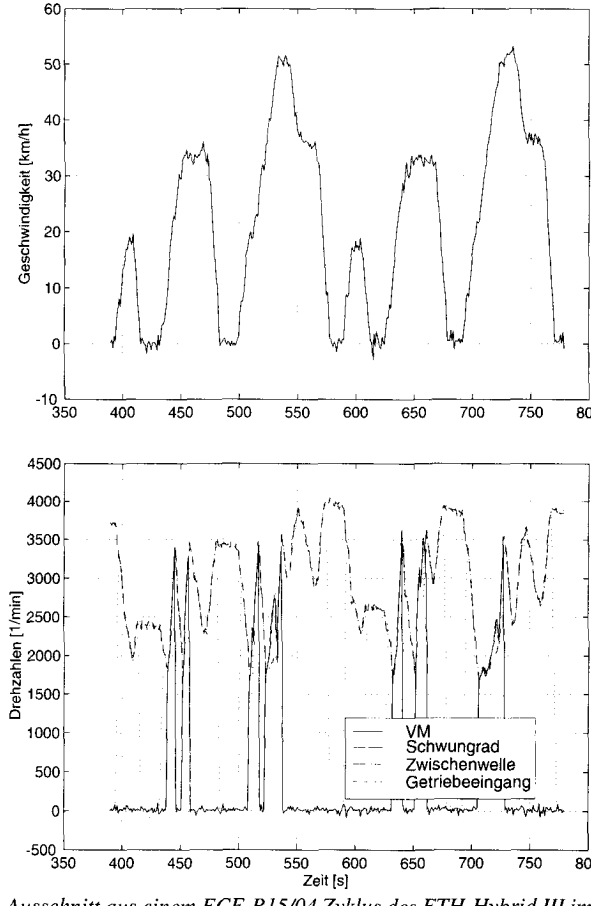


Bild 5.5.2: Ausschnitt aus einem ECE-R15/04 Zyklus des ETH-Hybrid III im Sharan Versuchsfahrzeug, gefahren auf dem Rollenprüfstand.

Test Zyklus	ETH-Hybrid III	Referenz
ECE-R15/04	7.99 ± 3.8%	13.9[a)]

a)VW Sharan, 2.0 l, 85 kW Ottomotor. Leergewicht 1715 kg.

Tabelle 5.5.3: Benzinverbrauch des ETH-Hybrid III Antriebes im Sharan.

Die Emissionswerte des Fahrzeuges sind in Tabelle 5.5.4 dargestellt.

CO [g/km]	HC [g/km]	NO_x [g/km]	CO_2 [g/km]
1.39 ± 18%	0.30 ± 56%	0.29 ± 21%	185.4 ± 3.7%

Tabelle 5.5.4: Emissionswerte des ETH-Hybrid III Antriebes im Versuchsfahrzeug im ECE-R15/04 Zyklus bei warmem Antriebsstrang.

5.5.3 NEFZ[1] mit reduzierter Spitzengeschwindigkeit

An der Ingenieurschule Biel wurde mit dem ETH-Hybrid III Fahrzeug der NEFZ gefahren. Dabei sollte eine Vergleichsbasis zu den eingesetzten Fahrzeugen im Leicht-Elektro-Mobilversuch in Mendrisio ermöglicht werden. Dazu wurde im ausserstädtischen Teil des Zyklus (EUDC) die Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h auf 80 km/h gesenkt [54]. Die Messergebnisse sind aus Tabelle 5.5.5 ersichtlich. Beim Kaltstart wird der VM bis zum Erreichen einer Motoröltemperatur von 40 °C permanent bei 1800 min^{-1} betrieben.

NEFZ	CO [g/km]	HC [g/km]	NO_x [g/km]	CO_2 [g/km]	Verbrauch [l/100km]
Kaltstart	1.13	0.18	0.25	176.3	7.57
Warmstart	0.86	0.16	0.23	166.64	7.14

Tabelle 5.5.5: Messergebnisse im NEFZ mit Höchstgeschwindigkeit 80 km/h des ETH-Hybrid III Versuchsfahrzeuges bei kaltem und warmem Antriebsstrang. Verschlechterungsfaktoren der Emissionen sind 1.0.

Die Verbrauchsdifferenz zwischen den Messungen mit Kalt- und Warmstart beträgt 5.7%. Dabei fällt der Mehrverbrauch während des ECE Teiles des Zyklus an, der EUDC Verbrauch ist innerhalb 1% in beiden Zyklen derselbe. Im kalten Zyklus benötigt das Fahrzeug im EUDC 6.77 l/100km, im warmen Zyklus resultiert ein Verbrauch von 6.70 l/100 km.

1.NEFZ steht für Neuer Europäischer Fahrzyklus. Er beinhaltet einen Stadtteil (ECE) und einen ausserstädtischen Anteil (Extra Urban Driving Cycle EUDC) mit einer Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h.

Im Vergleich zu den vierplätzigen Elektromobilen, die im Leicht-Elektro-Mobil (LEM)-Versuch in Mendrisio eingesetzt werden [69] sind die Verbrauchswerte des ETH-Hybrid III Antriebes im Sharan in Tabelle 5.5.6 zusammengefasst.

Fahrzeug	Betriebsart	Einheit	Verbrauch im "NEFZ-Mendrisio"	Verbrauch im "NEFZ-Mendrisio" pro Tonne Leermasse
Citroën Saxo	Elektro	kWh/100km	20.0	18.26
Peugeot 106	Elektro	kWh/100km	17.1	14.76
VW Citystromer	Elektro	kWh/100km	20.9	13.8
Renault Clio	Elektro	kWh/100km	19.4	16.87
Honda EV	Elektro	kWh/100km	22.0	13.62
ETH-Hybrid III	Benzin	l/100km	7.57	3.33

Tabelle 5.5.6: Vergleich der Verbrauchswerte im NEFZ mit reduzierten Höchstgeschwindigkeit (Messmethode für LEM-Fahrzeuge in Mendrisio) über der Fahrstrecke und spezifisch über der Faghrzeugmasse.

5.5.4 Rekuperation

Die Rekuperation profitiert vom schwereren Versuchsfahrzeug. Dadurch kann der Energiespeicher voll ausgenützt werden. Die Rekuperation, die in Bild 5.5.3 aufgezeichnet ist, ergibt mit der Auswertung gemäss Kap. 5.4.3 einen Rekuperationswirkungsgrad $\eta_{Rek} = 0.51$ und kann somit die Werte für das Zielfahrzeug bestätigen.

5.5.5 Transiente Umschaltungen

Im Fahrzeug lassen sich die transienten Schaltvorgänge sehr gut beurteilen. Dabei ist das Zuschalten des VM im Taktbetrieb akustisch hörbar, aber kaum spürbar. Wie anhand Bild 5.5.3 deutlich wird, kann ein Gangwechsel, sofern er unter grösserer Last erfolgt, gut erkannt werden, da die Zugkraft-

unterbrechung eine Beschleunigung oder Verzögerung markant unterbricht. Bei moderatem Leistungsfluss erfolgt der Gangwechsel relativ weich.

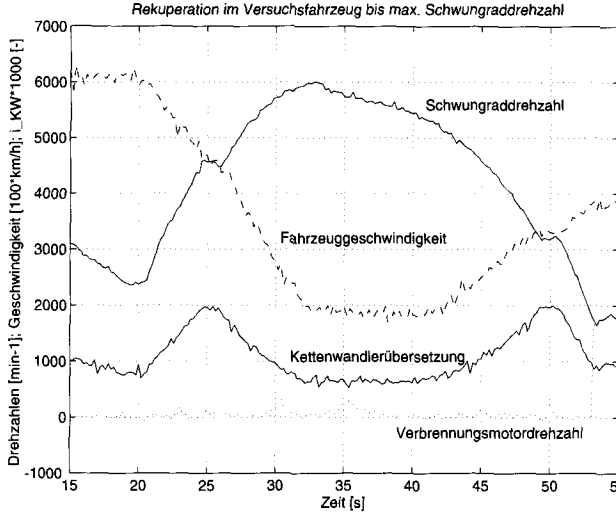


Bild 5.5.3: Rekuperationsvorgang und anschliessende Beschleunigung bis der VM wieder startet. Das Schwungrad wird bis zu seiner Maximaldrehzahl beschleunigt. Der VM wird nach Sekunde 53 gestartet, vorher ist er ausgekuppelt und steht still (Rauschen auf dem Drehzahlsignal).

Die Umschaltung in den Überlandbetrieb ist deutlich spürbar. Den Verlauf des geschätzten Momentes am Rad in Bild 5.5.4 kann man nachempfinden. Bei Sekunde 132 wird in den Schnellgang geschaltet, was durch den Zugkraftunterbruch zu einem Momenteneinbruch führt. Bei höherer Auflösung der Messaufzeichnung könnte man erkennen, dass während des Umschaltvorganges das Moment am Rad auf Null zurückgeht. Gleich anschliessend wird der Fahrwunsch deutlich erhöht. Solange die Leistung aus dem Schwungrad zur Verfügung steht, wird das Moment aufgebaut. Bei Sekunde 136 wird in den Überlandbetrieb gewechselt. Der VM muss beschleunigt werden, so dass am Rad ein Leistungsdefizit entsteht. Die Kettenwandlerübersetzung wird mit der maximalen Verstellgeschwindigkeit angepasst, um den VM möglichst schnell zu beschleunigen. Dies ist an der Steuerspannung des Vier-Kantenschiebers erkennbar, der in die Sättigung

geht. Derselbe Vorgang mit umgekehrten Vorzeichen ist bei Sekunde 142 und 143 erkennbar.

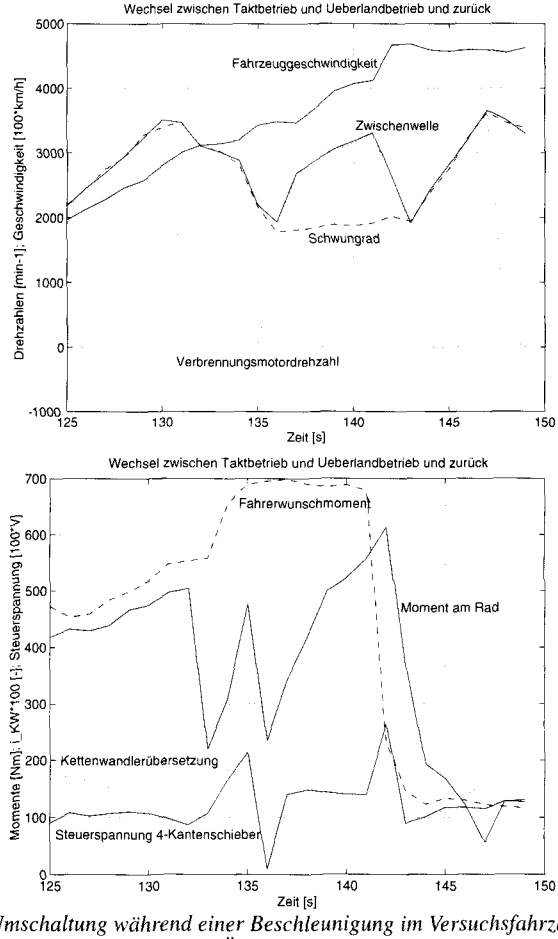


Bild 5.5.4: Umschaltung während einer Beschleunigung im Versuchsfahrzeug vom Taktbetrieb in den Überlandbetrieb und zurück.

6 Vergleich Simulation und Messung

Beim Vergleich zwischen Simulation und experimentellen Daten geht es um die Abschätzung der Genauigkeit der Modellierung und der der auf dem Modell basierenden Aussagen. Einerseits interessieren integrale Grössen; in dem hier betrachteten System vor allem der Verbrauch. Andererseits soll auch die Übereinstimmung zwischen Simulation und Versuch des dynamischen Verhaltens des ETH-Hybrid III Antriebes überprüft werden. Die Gegenüberstellung erfolgt sowohl für die Anordnung im virtuellen Zielfahrzeug (VW Golf III, der auf dem dynamischen Prüfstand abgebildet worden ist), als auch für das Versuchsfahrzeug (basierend auf dem VW Sharan).

6.1 Verbrauch bei konstanter Fahrt

6.1.1 Vergleich der Verbrauchswerte des Zielfahrzeuges

Mit dem Vergleich des Konstantfahrtverbrauchs im Betriebskennfeld des Antriebes kann die Modellierung integral überprüft werden. Dazu sind korrekte Betriebskennfelder der Komponenten sowie eine genügende Modellierung des Kettenwandlers in seinem dynamischen Betrieb für den Taktbetrieb erforderlich.

Der gemessene Konstantfahrtverbrauch aus Tabelle 5.4.2 und 5.4.3 ist im simulierten Betriebskennfeld des Antriebes (Bild 4.1.1) eingetragen. Wie aus Bild 6.1.1 zu entnehmen ist, stimmen die Ergebnisse grossenteils sehr gut überein. Die Abweichungen liegen unterhalb von 5%.

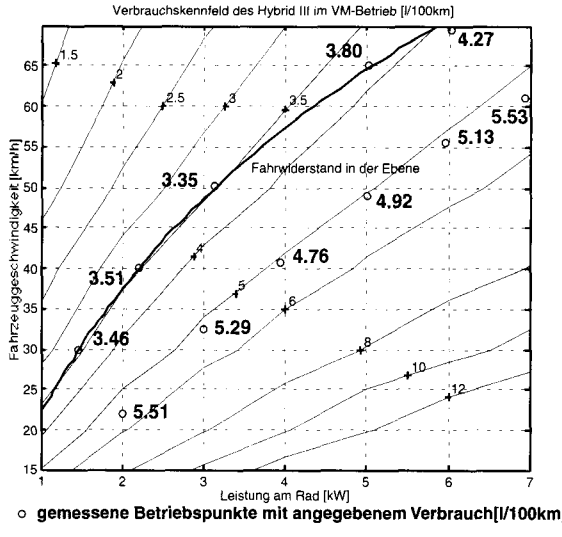


Bild 6.1.1: Vergleich simulierter und gemessener Verbrauchswerte im Taktbetrieb (Fahrzeug mit 1500 kg Masse, auf dem dynamischen Prüfstand).

6.1.2 Vergleich zwischen Ziel- und Versuchsfahrzeug

Der Vergleich zwischen der Verbrauchssimulation und den Messwerten für das Versuchsfahrzeug wurde entlang der Fahrwiderstandskurve bei ebener Fahrt durchgeführt. Die Messwerte von Tabelle 5.5.1 werden in Bild 6.1.2 den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Die Simulation stimmt mit Ausnahme des Umschaltbereichs zwischen den beiden Gängen innerhalb von 3% mit den Messergebnissen überein. Die grosse Differenz im Umschaltbereich kann damit erklärt werden, dass bei jedem Takt der VM während der Umschaltphase gedrosselt werden muss, da während der Umschaltung die Zugkraft unterbrochen wird. Der tiefe Teillastpunkt ist im Verbrauchskennfeld weit von der optimalen Vollastlinie entfernt. Zudem stellt der ganze Drosselvorgang eine Transiente mit grossen Abweichungen vom Stationärzustand dar. Der erhöhte Fahrwiderstand des Versuchsfahrzeug verursacht während des Schaltvorganges infolge der Zugkraftunterbrechung eine grössere Drehzahldifferenz über der Kupplung K2, was zu erhöhten Kupplungsverlusten führt.

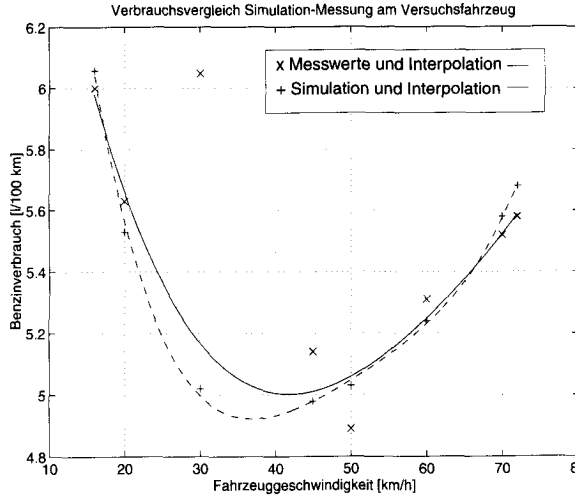


Bild 6.1.2: Verbrauchsvergleich zwischen Messung auf dem Rollenprüfstand (c_r = 0.0106) und Simulation für das Versuchsfahrzeug (Fahrzeugmasse 2270 kg) entlang der Fahrwiderstandskurve bei ebener Fahrt.

Der Wirkungsgradvergleich des Konstantfahrverbrauchs von Ziel- und Versuchsfahrzeug ist in Bild 6.1.3 dargestellt.

Die Wirkungsgraddifferenz kann in der Simulation nachempfunden werden und liegt in den unterschiedlichen Betriebspunkten begründet. Da bei beiden Testaufbauten die Messergebnisse entlang der ebenen Fahrwiderstandskurve verwendet werden, kumulieren sich zwei Effekte (tiefere Raddrehzahl für gleiche Fahrgeschwindigkeiten und höhere Widerstandskräfte beim Versuchsfahrzeug), die beim Versuchsfahrzeug eine Betriebspunktverschiebung des Kettenwandlers an die Bereichsgrenze verursachen.

6.1.3 Verbrauchsvergleich des Elektrobetriebes im Versuchsfahrzeug

Die Messwerte des elektrischen Wirkungsgrades des Antriebsstranges im Versuchsfahrzeug korrelieren vom Verlauf her sehr gut mit der Simulation, die auf den Kennfeldern der EM und des Wechselrichters basieren (Bild 6.1.4).

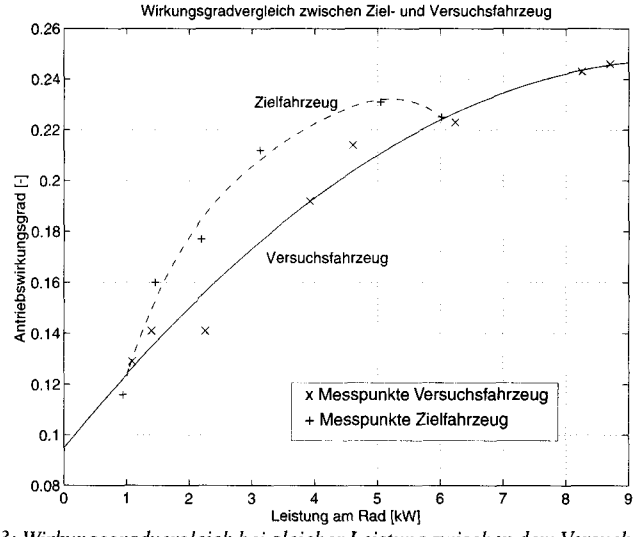


Bild 6.1.3: Wirkungsgradvergleich bei gleicher Leistung zwischen dem Versuchsfahrzeug und dem Antriebsstrang im virtuellen Zielfahrzeug bei Konstantfahrt in der Ebene.

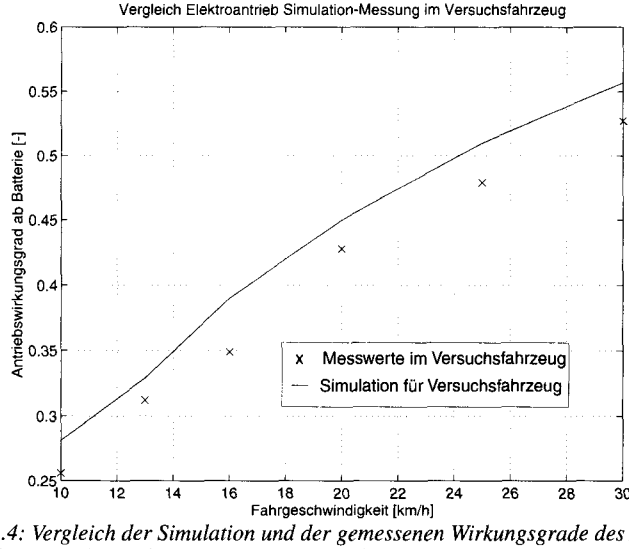


Bild 6.1.4: Vergleich der Simulation und der gemessenen Wirkungsgrade des Antriebes im Elektrobetrieb von der Batterie bis zum Rad im Versuchsfahrzeug mit c_r = 0.0133.

Die Abweichung von -2.7% kann durch die zusätzlichen Widerstände in der Verkabelung und der Abweichung der Maschinenspeisung von einer reinen Sinusform erklärt werden (vgl. [87]). Für die Abschätzung des elektrischen Verbrauches kann aber die Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung als genügend genau betrachtet werden. Die Fahrwiderstände des Versuchsfahrzeuges gekoppelt mit den Verlusten des Schwungrades als Beschleunigungsreserve begrenzen die Höchstgeschwindigkeit auf 34 km/h bei einem maximalen Wirkungsgrad von 57%. Dies zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Simulationen aus Bild 4.2.3.

6.2 Verlauf von Transienten im ECE-Zyklus

Die Qualität der Simulation kann überprüft, indem gemessene und berechnete Drehzahl- und Geschwindigkeitsverläufe im ECE-R15/04 Zyklus verglichen werden. Die simulierten Verläufe stellen ein Mass der Genauigkeit der Modellierung der Antriebsdynamik dar.

6.2.1 Vergleich am Zielfahrzeug

Der zeitliche Verlauf der Drehzahlen innerhalb des ECE-R15/04 Zyklus stimmt für die Teilzyklen 2 bis 4 überein, beim ersten Teilzyklus wird vor dem Losfahren das Schwungrad vom Stillstand in den Taktbetriebsbereich beschleunigt. Aus diesem Grund betrachten wir den zweiten Teilzyklus im Detail. Im Vergleich des Geschwindigkeitsverlaufs in Bild 6.2.3 ist das Verhalten eines modellierten Fahrers im Falle der Simulation einem menschlichen Fahrer mit dem realen Antriebsstrang gegenübergestellt. In Bild 6.2.1 ist der zeitliche Verlauf verschiedener gemessener Drehzahlen des Antriebes aufgetragen. Der Vergleich zwischen Simulation und Messung ist für die Drehzahl des VM und des Schwungrades in Bild 6.2.2 dargestellt.

Die Übereinstimmung zwischen Simulation und Rechnung des Zyklusverbrauches ist mit einer Differenz $< 4\%$ gut. Unterschiede sind vor allem in

der Reibleistung des Schwungrades erkennbar, die bei geringen Antriebsleistungen oder im Stillstand an Einfluss gewinnen. Zudem sind beim Zuschalten des VM beim gemessenen Verlauf teilweise Drehzahlschwankungen

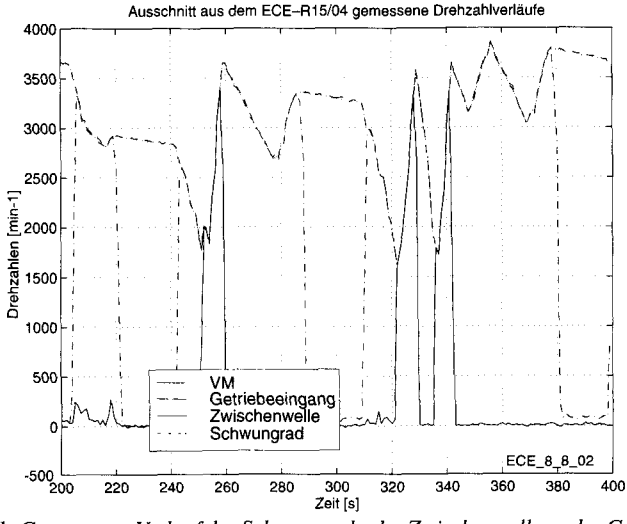


Bild 6.2.1: Gemessener Verlauf der Schwungrad-, der Zwischenwellen-, der Getriebeeingangs- und der Drehzahl des VM für das Zielfahrzeug im ECE-R15/04 Zyklus.

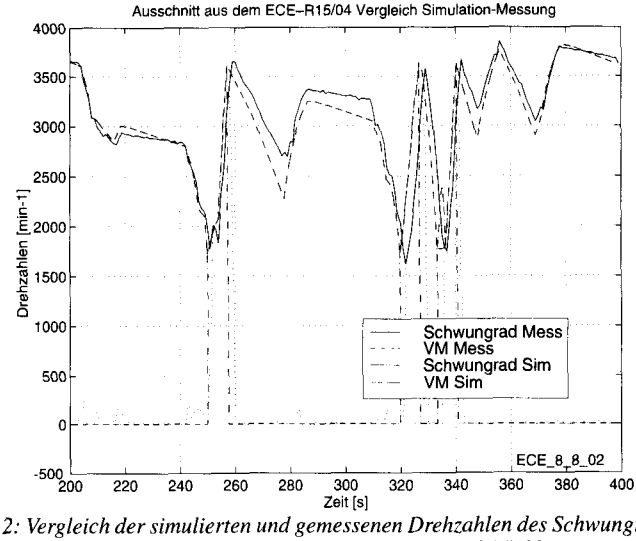


Bild 6.2.2: Vergleich der simulierten und gemessenen Drehzahlen des Schwungrades und des VM für das Zielfahrzeug im ECE-R15-04 Zyklus.

ersichtlich (bei Sekunde 252 in Bild 6.2.1), die auf einen unregelmässigen Momentenaufbau beim VM-Start zurückzuführen sind.

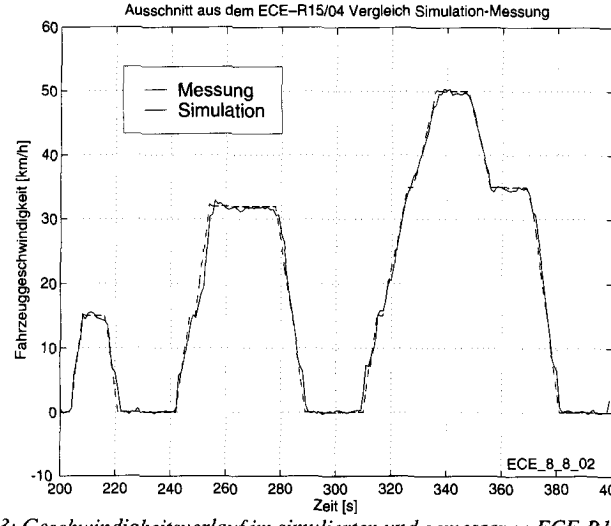


Bild 6.2.3: Geschwindigkeitsverlauf im simulierten und gemessenen ECE-R15/04 Zyklus des Zielfahrzeuges.

6.2.2 Vergleich im Versuchsfahrzeug

Die schwerere Masse und die Dynamik des realen Fahrzeuges erschwerten die Einhaltung des geforderten Geschwindigkeitsprofils (Bild 6.2.4). Zudem ist ein erhöhtes Messrauschen erkennbar, das von der Verkabelung und der gemeinsamen Speisung von Antrieb und Datenerfassungsgerät im Fahrzeug herrührt. Der gemessene Drehzahlverlauf über einen Teilzyklus ist in Bild 6.3.1 dargestellt. Entgegen dem Verlauf im Zielfahrzeug ist das Drehzahlniveau des Schwungrades nach jedem Teilzyklus infolge abweichendem Leistungsbedarf des Fahrzeuges unterschiedlich.

Die qualitative Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung kann auch für das Versuchsfahrzeug erzielt werden (Bild 6.3.2). Dabei wird klar, dass kleine Veränderungen je nach Betriebszustand des Fahrzeuges deutlich unterschiedliche Reaktionen, d.h. Zustandsübergänge, erzeugen. So wird während der Beschleunigung auf 50 km/h (ab Sekunde 120 in Bild

6.2.4 und Bild 6.3.2) in der ersten Phase des Versuchs im Taktbetrieb gefahren. In der Simulation wird direkt im Drosselbetrieb beschleunigt. Eine kleine Differenz beim Fahrwunsch kann diese Differenz auslösen. Wie bereits in Kap. 6.1.2 diskutiert, reagiert der Verbrauch sehr sensitiv auf Gangwechsel mit gleichzeitig betriebenem VM.

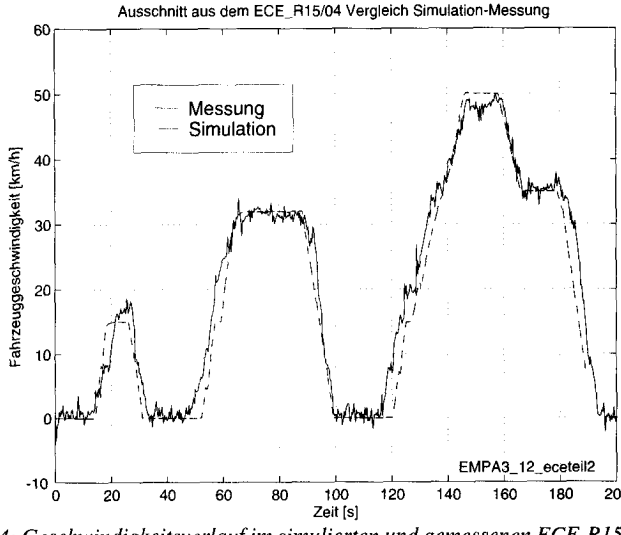


Bild 6.2.4: Geschwindigkeitsverlauf im simulierten und gemessenen ECE-R15/04 Zyklus des Versuchsfahrzeuges.

Der gegenüber dem Zielfahrzeug erhöhte Leistungsbedarf des Versuchsfahrzeuges führt zu vermehrtem Gangwechsel mit Motorbetrieb. Als Folge weist auch der Verbrauch für einen ECE-Teilzyklus eine breite Streuung (6.68 - 8.18 l/100 km) bei einem Mittelwert von 7.49 l/100 km im ECE-Zyklus auf. D.h. die Differenz zwischen rechnerisch ermitteltem und gemessenem Benzinverbrauch erhöht sich beim Versuchsfahrzeug auf 6.8%.

6.3 Batteriemodellvergleich

Das in Kap. 3.2.3 erstellte Batteriemodell wurde mit der Entladung der eingebauten Blei-Vlies-Batterien überprüft. Zu diesem Zweck wird als Bei-

spiel die Entladung bei einem Konstantstrom von I = 32 A verglichen. Die so entnommene Leistung entspricht etwa dem Leistungsbedarf des Zielfahrzeuges bei 50 km/h.

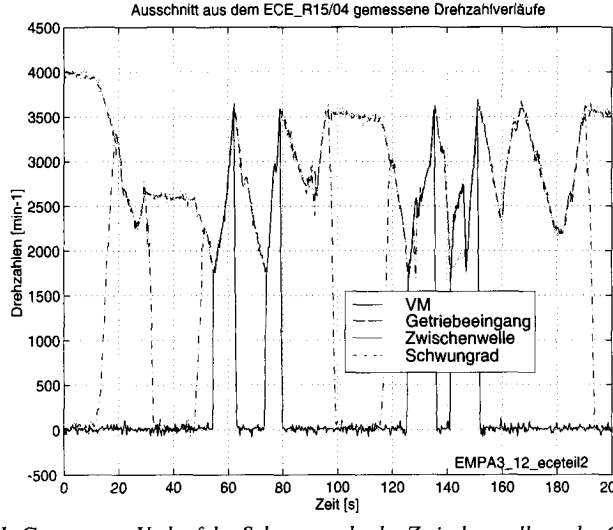


Bild 6.3.1: Gemessener Verlauf der Schwungrad-, der Zwischenwellen-, der Getriebeeingangsdrehzahl und des VM im ECE-R15/04 Zyklus, des Versuchsfahrzeugs.

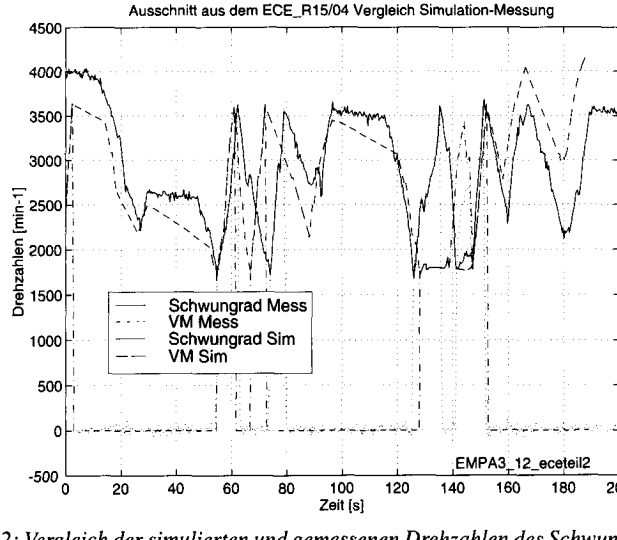


Bild 6.3.2: Vergleich der simulierten und gemessenen Drehzahlen des Schwungrades und des VM im Versuchsfahrzeug.

Der Verlauf der Klemmenspannung ist in Bild 6.3.3 aufgetragen. Die Batterie wurde dabei nicht vollständig entladen. Das Entladeende wird aber von der Simulation eher optimistisch berechnet. Der Entladewirkungsgrad wird in Bild 6.3.4 verglichen.

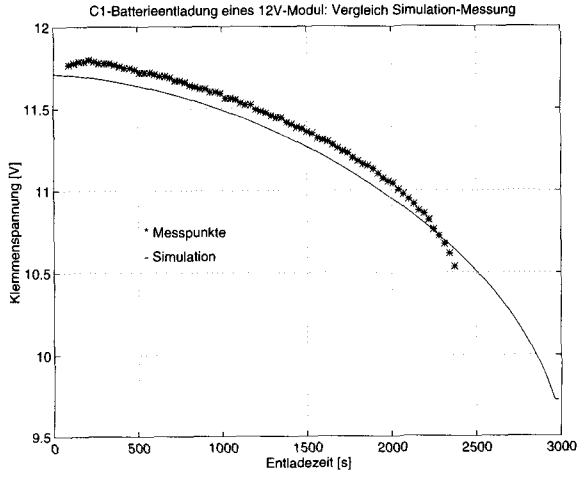


Bild 6.3.3: Spannungsverlauf bei der Entladung eines 12 V-Batteriemoduls mit konstantem Strom I=32 A. Die Batterie war bei Entladungsbeginn voll.

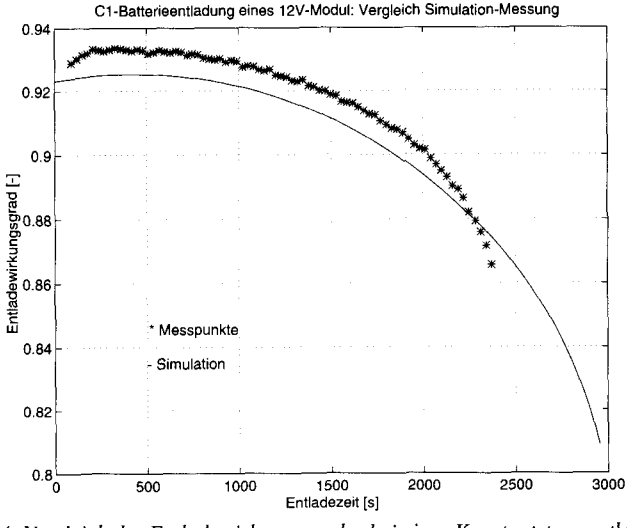


Bild 6.3.4: Vergleich des Entladewirkungsgrades bei einer Konstantstromentladung von I=32 A zwischen einem 12 V-Batteriemodul und der Simulation.

7 Bewertung des Energieverbrauchs

In diesem Kapitel wird die Methode des Life-Cycle-Assessments kurz vorgestellt und anschliessend die Bewertung der verschiedenen Betriebsfälle des ETH-Hybrid III Antriebes durchgeführt. Das Ziel dieser Betrachtung ist eine Gegenüberstellung und Wertung des Einsatzes von Benzin und Elektrizität im Zielfahrzeug.

7.1 Problematik

Bei Hybridantrieben stehen mindestens zwei Energieformen zur Erfüllung des Fahrwunsches zur Verfügung. Zur Bestimmung des optimalen Energieeinsatzes müssen die Energieträger gegenüber gestellt und bewertet werden. Hier soll nun der Frage nachgegangen werden, wie der Energieverbrauch im Fahrzeug und dessen vorgelagerten Prozesse verglichen werden kann, um eine möglichst objektive Vergleichsbasis zu schaffen.

Es stellen sich zwei Hauptfragen.

a) Welches sind relevante Grössen und Verfahren, die es gestatten, die *verschiedenen Energieformen objektiv zu vergleichen*?

b) Wie sind die Systemgrenzen zu legen, so dass die verschiedenen Betriebsarten objektiv verglichen werden können?

7.2 Die Methode des Life Cycle Assessments

Als ganzheitliche Vergleichsmethode für Produkte oder Systeme wird das "Life Cycle Assessment (LCA)" angewendet, das den ganzen Prozess der Herstellung der Materialien für die Produktion, den Betrieb des Systems,

die benötigte Betriebsenergie und die Aufwendungen für die Entsorgung/ Wiederverwendung berücksichtigt. Diese Methode durchläuft momentan den Standardisierungsprozess bei der ISO (International Standardisation Organisation) und SETAC (Society of Environmental and Toxicology and Chemistry) [43] [71].

7.2.1 Beschreibung der LCA-Methode

Die wichtigsten Voraussetzungen und Merkmale einer Analyse sind:

Konsistenz: Alle betrachteten Systeme sollten mit der selben Vorgehensweise bearbeitet werden. Wichtig ist die Verwendung der definierten Systemgrenzen und vergleichbare Eingangsdaten für alle Teilsysteme.

Transparenz: Die Ergebnisse müssen mit den gemachten Annahmen, den verwendeten Eingangsdaten und den vorhandenen Ungenauigkeiten begleitet sein, so dass die Ergebnisse nachvollziehbar bleiben.

Vollständigkeit: Eine Analyse sollte möglichst alle Materialien berücksichtigen, die umweltrelevant sind, aber auch alle vor- und nachgelagerten Prozesse berücksichtigen, die für die Produktion, Betrieb und Entsorgung des Produktes notwendig sind.

LCA ist eine Methode zur Erfassung von umweltrelevanten Eigenschaften und potentiellen Auswirkungen auf diese Eigenschaften in Zusammenhang mit einem Produkt, die im gesamten Produkteleben auftreten. Diese Vorgehensweise gliedert sich in drei Phasen:

- Erarbeitung eines Inventars aller relevanten Ein- und Ausgangsstoffe des betrachteten Systems, wobei auch Zwischenstoffe, die innerhalb der Systemgrenzen auftreten, enthalten sein können.
- Bestimmung der Wirkungspotentiale der Ein- und Ausgangsstoffe auf die verschiedenen Umweltaspekte.
- Interpretation der Ergebnisse aus dem Inventar und deren Zusammenfassung auf die Wirkungspotentiale im Vergleich zu den Zielen der Analyse.

LCA ist eine von verschiedenen Methoden zur Abschätzung der Auswirkungen auf die Umwelt. Andere Methoden sind z.B. Risikoanalyse, standortbezogene Umwelt-Audits oder relative Grenzwertbelastungen. Mit der LCA Methode werden keine ökonomischen oder sozialen Aspekte berücksichtigt [43].

7.2.1.1 Zielsetzung und Systemgrenzen

In einer ersten Phase ist die Zielsetzung der LCA und der Umfang des betrachteten Systems klar zu definieren. Dabei ist zu beachten, dass die Systemgrenzen soweit wie nötig festgelegt werden, um die Zielsetzung der Studie erreichen zu können. Es ist Wert auf messbare und klar definierte Abgrenzungen zu legen.

7.2.1.2 Beschreibung des Life Cycle Inventars (LCI)

Die Erstellung des LCI ist die Phase des LCA, in welcher die relevanten Eingangs- und Ausgangsflüsse des Systems für ein spezifisches Produkt qualitativ und quantitativ bestimmt werden. Dabei handelt es sich um benötigte Ressourcen und die emittierten Schadstoffe. Es sind dies Stoffflüsse in Luft, Wasser und Boden als Masse pro Einheit des erwünschten Systemoutputs.

Die Erstellung eines Inventar ist ein iterativer Prozess. In Abhängigkeit der gesammelten Daten und den Erkenntnissen über die Prozesszusammenhänge, ergeben sich teilweise neue Bedürfnisse nach zusätzlichem Datenmaterial, oder Grenzen werden erkennbar, die eine Datenerhebungsanpassung erforderlich machen, um die Zielsetzung der Arbeit erreichen zu können. Es ist auch denkbar, dass eine vertiefte Erkenntnis des Systems eine Anpassung der Systemgrenzen oder der Fragestellung erfordert.

Sinnvollerweise wird ein solches Inventar modular aufgebaut, wobei Module für Rohmaterialverarbeitung, Transportbedürfnisse, Abfallentsorgung, Komponentenfertigung usw. hilfreich sind. Es müssen auch die rekursiven Abläufe innerhalb des bearbeiteten Systems modellierbar sein; z.B. der Ausgangsstrom eines Schrittes in einem Raffinerieprozess ist Schweröl

und dieses kann durchaus wieder als Eingangsstrom in einem vorgelagerten Prozess Verwendung finden (Schweröl als Treibstoff eines Rohöltankers).

7.2.1.3 Life Cycle Impact Assessment

In diesem Analyseschritt werden die Ergebnisse aus dem LCI auf ihre Beeinflussung der verschiedenen Umweltwirkkriterien untersucht. Dabei werden die Bearbeitungstiefe und die zu betrachtenden Umweltwirkkriterien durch die gewünschten Aussagen beeinflusst.

Diese Phase besteht aus den Elementen der Klassifizierung, Charakterisierung, Normalisierung und Bilden von Wertigkeiten. Die Hauptaufgabe dieses Schrittes ist die Aggregation von einer Vielzahl von Emissionswerten zu wenigen Kennzahlen. Diese umweltrelevanten Wirkkategorien beinhalten die Summe, der auf eine Referenzsubstanz bezogenen Wirkintensität der verschiedenen Emissionen. Für den Treibhauseffekt ist CO_2 die Referenzsubstanz. Die verschiedenen Wirkkategorien sind in Tabelle 7.2.1 zusammengestellt.

Neben den Wirkkategorien gemäss Tabelle 7.2.1 wird auch die benötigte Primärenergie, aufgeteilt in erneuerbare und nichterneuerbare Primärenergie, analysiert [25] und [39].

Eine vollumfängliche Beschreibung aller Wirkkategorien ist in [24] oder [89] zu finden. Hier soll bezogen auf die anschliessende Anwendung die Wirkkategorie Treibhauspotential (Global Warming Potential GWP) und die Aufteilung der Primärenergie genauer beschrieben werden.

Wirkkategorie Treibhauspotential (GWP)

Für Stoffe, die wesentlich zum Treibhauseffekt beitragen, sind Parameterwerte definiert worden, die das relative Potential zur Absorption von Infrarotstrahlung verglichen mit der Absorptionsfähigkeit von CO_2 aufzeigen. Dabei wird dieser Parameter für verschiedene Zeithorizonte von 20, 100 und 500 Jahren angegeben. Die Referenzpotentiale (Emission in kg mit dem

Gewichtungsfaktor multipliziert) der verschiedenen Substanzen werden zum GWP addiert.

Wirkkategorie	Klassifikation	Referenzsubstanz
Treibhauspotential	GWP	kg CO_2-Äquivalent
Ozonabbaupotential	ODP	kg CFC11-Äquivalent
Versäuerungspotential	AP	kg SO_2-Äquivalent
Photo.-Chem. Oxidation (inkl. NO_x)	*POCP*	*kg Ethylen-Äquivalent*
Winter Smog	WS	kg SO_2-Äquivalent
Phosphatisierungspotential	NP	kg PO_4^{3-}-Äquivalent
Humantoxizität	HCA, HCW, HCS für Luft, Wasser, Boden	Grenzwertbelastung von kg Körpergewicht
Ökotoxizität im Wasser	ECA	Grenzwertbelastung von m^3 Wasser
Abwärme	-	TJ

Tabelle 7.2.1: Umweltwirkkategorien und Referenzsubstanzen gemäss [33].

	GWP20 [kg CO_2 aeq.]	GWP100 [kg CO_2 aeq.]	GWP500 [kg CO_2 aeq.]
CO_2	1	1	1
CH_4	62	24.5	7.5
Halon-1301	6200	5600	2200
N_2O	290	320	180
HFC-R134a	3300	1300	420
HCHC-22	4300	1700	520
CFC-11	5000	4000	1400
CFC-12	7900	8500	4200

Tabelle 7.2.2: Klassifizierungsfaktoren für das Treibhauspotential verschiedener Substanzen nach [42].

Aufgliederung der Primärenergie

Die Primärenergie setzt sich aus erneuerbaren und nicht erneuerbaren Energieressourcen zusammen.

Bei den erneuerbaren Energieressourcen wird die Wasserkraft als potentielle Energie in Form von Wasser in einem Wasserspeicher als Primärenergie eingesetzt. Beim Holz stellt der Baum die Primärenergie dar, wobei die Holzbildung zur Schliessung des CO_2-Kreislaufes und der Abwärmebilanz mitberücksichtigt wird [24]. Bei den nicht erneuerbaren Energieressourcen werden die zu Tage geförderten Produkte zur Bestimmung der Primärenergie verwendet.

	Einheit	H_u [MJ/Einheit]
Nicht erneuerbare energetische Ressourcen		
Erdölgas (Entstanden in Kombinationmit Erdöl)	Nm^3	40.9
Rohgas (Erdgas)	Nm^3	35
Rohöl ab Bohrloch	t	42600
Rohbraunkohle vor Förderung (für durchschnittl. Einsatz in UCPTE-Kraftwerken)	kg	8
Rohfördersteinkohle vor Aufbereitung (für durchschnittl. Einsatz in UCPTE-Kraftwerken)	kg	18
Uran ab Erz (0.7% U235; inkl./exkl. Energieinhalt des U235 im abgereicherten Uran/ in abgebrannten Brennelementen)	kg	900000/460000 (oberer Heizwert)
Erneuerbare energetische Ressourcen		
Potentielle Energie (Wasser) [a)]	1 kg*1000m Höhe	0.00981
Holz im Wald (atro)	t	18500

a)Dies ist keine thermische sondern potentielle Energie

Tabelle 7.2.3: Aufteilung der energetischen Ressourcen in die Primärenergieklassen und einen Anhaltswert des Energieinhaltes nach [24].

7.2.1.4 Interpretation

Die LCA-Methode ist ein Entscheidungshilfsmittel. Die relative Gewichtung der verschiedenen Wirkkategorien ist nicht einfach zu definieren und hängt von der verfolgten Fragestellung ab. Dies ist ein Schritt, der eine gewisse Subjektivität beinhaltet, die bis heute nicht zu eliminieren ist.

7.3 Anwendung des LCA auf den ETH-Hybrid III Antrieb

7.3.1 Zielsetzung und Systemgrenzen

Die Zielsetzung dieser Arbeit liegt in einem Vergleich von aufzuwendender Primärenergie und den Auswirkungen auf die Erwärmung unserer Umwelt durch die verschiedenen Betriebsarten, die mit dem Fahrzeug möglich sind. Basierend auf den Wirkkriterien Treibhausgase und Primärenergie unter der Berücksichtigung verschiedener Stromherstellungsarten in Europa und der Schweiz soll der Einfluss der Betriebsarten verglichen werden.

Die Beurteilung der vorzuziehenden Energieform ist eine Frage der Betriebsphase, ausgehend von einem zur Verfügung stehenden Fahrzeug. Demzufolge geht es nicht um die Beurteilung der Herstellung des Versuchsfahrzeuges an sich, sondern um diejenigen Komponenten, die im Laufe der Nutzung einem Verschleiss unterliegen oder eine reduzierte Lebensdauer aufweisen, so dass diese ersetzt werden müssen. Zusätzlich sind alle Betriebsenergien und -stoffe sowie die Entsorgung der jeweiligen Komponenten zu berücksichtigen, die für den Betrieb über 100'000 km in einer definierten Betriebsweise des zugrunde liegenden Fahrzeuges notwendig sind. Unterlegt man eine Jahresfahrleistung von 13860 km als schweizerisches Mittel für Personenwagen [4], ergibt dies eine Lebensdauer von etwas über sieben Jahren für dieses Fahrzeug (heutige Personenwagen verfügen über eine durchschnittliche Nutzungsdauer von etwa zwölf Jahren). Dieses Vorgehen deckt sich mit der angewandten Methodik in [89].

7.3.2 Life Cycle Inventar (LCI) Materialien

Auf der Materialseite kann davon ausgegangen werden, dass sowohl der VM wie die EM inkl. Wechselrichter für die Lebensdauer des Fahrzeuges ausgelegt sind. Dies entspricht auch den Erfahrungen des Zürcher Feldversuches mit 20 VW Golf Hybrid II Fahrzeugen. Die Batterie ist diejenige

Komponente, die über eine begrenzte Lebensdauer verfügt und somit die Materialbilanz der Betriebsphase belastet.

Material	Einheit	Werte	Verbindung mit dem "Inventar für Energiesysteme"
Glasmatte	kg	2.96	Glas unbeschichtet
Blei	kg	19.24	Blei
Blei rezykliert	kg	76.90	Blei rezykliert
Polypropylen	kg	8.50	Polypropylen
SiO_2	kg	1.09	MG Silizium
H_2SO_4	kg	11.34	H_2SO_4
Wasser in Batterie	kg	19.66	Wasser vollentsalzt
Trinkwasser	kg	5519	Wasser
Heizöl EL	TJ	0.00009	Heizöl EL in Heizung 100 kW
Elektrizität	TJ	0.001086	Strom Mittelspannung Bezug in UCPTE
Strassentransport	tkm	10.13	Transport LKW 28 t
Bahntransport	tkm	31.79	Transport Schiene
H_2S	kg	0.34	H_2S Schwefelwasserstoff p
Prozessbleiemission	kg	0.00084	Pb Blei p[a)]
Blei in Wasser	kg	0.00054	Ion Blei f[b)]
H_2SO_4 in Wasser	kg	0.071	Schwefelwasserstoff f
Abwärme	TJ	0.00109	Abwärme in Luft p
Kunststoffe in KVA	kg	7.00	Kunststoffe in KVA

a)p: Prozessemissionen
b)f: Emissionen in Frischwasser

Tabelle 7.3.1: Life Cycle Inventar für eine geschlossene Bleibatterie mit 120 V und 38 Ah mit einem Totalgewicht von 145 kg, angepasst nach [89].

Die Bleibatterie verfügt ein sehr breites Band von erzielbaren Ladezyklen in Abhängigkeit der Einsatzprofile. Unter den eher hohen Leistungsbelastungen, denen die Batterie in einem Hybridfahrzeug ausgesetzt ist, wird ein Ladezyklenbereich von 300 - 1000 Ladezyklen pro Batterie angenommen. Die Bleibatterie unterliegt auch einer zeitlichen Alterung. Die Lebensdauer einer Batterie wird mit 2 - 4 Jahre angenommen. Somit werden 1 - 2 Batteriewechsel in der betrachteten Betriebszeit erforderlich.

Material	Einheit	Werte	Verbindung mit dem "Inventar für Energiesysteme"
Lösungsmittel	kg	2.93	Chemikalien organisch
Kadmium	kg	0.185	Kadmium
Cer	kg	2.57	Cer
Kobalt	kg	3.24	Kobalt
Verbinder	kg	1.89	Stahl niedriglegiert
Lanthan	kg	4.28	Lanthan
Mangandioxid	kg	1.17	Mangandioxid
Neodym	kg	0.855	Neodym
Nickel	kg	25.0	Nickel ab Anreicherung
Nickelhydroxid	kg	7.20	Nickeldydroxid
Andere anorgan. Stoffe	kg	0.365	Chemikalien anorganisch
Plastik	kg	8.78	Polypropylen
Kaliumhydroxid	kg	3.74	Kaliumhydroxid
Polypropylen	kg	1.62	Polypropylen
Praseodym	kg	0.855	Praseodym
Separatoren	kg	1.80	Chemikalien organisch
Stahl niedriglegiert <5%	kg	12.5	Stahl niedriglegiert
Klemmen	kg	8.24	Stahl niedriglegiert
Wasser in der Batterie	kg	8.73	Wasser vollentsalzt
Zink	kg	0.387	Zink für Verzinkung
Produktionswasser	kg	387	Wasser
Elektrizität	TJ	0.000675	Strom Mittelspannung Bezug in UCPTE
Strassentransport	tkm	8.78	Transport LKW 28 t
Bahntransport	tkm	17.5	Transport Schiene
Kadmium in Luft	kg	0.0000225	Cd Kadmium p[a)]
Kobalt in Luft	kg	0.000765	Co Kobalt p
Staub in Luft	kg	0.770	Partikel p
Nickel in Luft	kg	0.0045	Ni Nickel p
Abwärme	TJ	0.00099	Abwärme in Luft p
Abwasser	kg	50.4	Abwasser D/II

a)p: Prozessemissionen

Tabelle 7.3.2: Life Cycle Inventar für eine geschlossene NiMH-Batterie mit 120 V und 45 Ah mit einem Totalgewicht von 104 kg, angepasst nach [89].

Für die NiMH-Batterie liegen deutlich günstigere Daten bezüglich Lebensdauer und möglichen Ladezyklen vor [6]. Die Zyklenzahl ist auch hier wieder stark vom Einsatz der Batterie abhängig und erreicht Werte von 800 - 2000 Ladezyklen pro Batterie. Bei der NiMH-Batterie liegt die Problematik vor allem in der Selbstentladung (1.44%/Tag nach [41]).

In [89] wird ein LCI für eine Bleibatterie und eine NiMH-Batterie erstellt, welche in Tabelle 7.3.1 für die im ETH-Hybrid III verwendete Bleibatterie und in Tabelle 7.3.2 für die vorgesehene NiMH-Batterie angepasst worden ist. Die Daten beziehen sich jeweils für einen Batteriesatz, wie er im Fahrzeug eingebaut oder geplant ist.

Wirkkategorien	Einheit	Bleibatterie	NiMH-Batterie
GWP 20	kg CO_2 Aeq.	395.2	770.9
GWP 100	kg CO_2 Aeq.	368.8	714.4
GWP 500	kg CO_2 Aeq.	355.0	685.3
Bedarf Energie erneuerbar	MJ	401	521
Bedarf Energie nicht erneuerbar	MJ	7054	13639
Bedarf Energie total	MJ	7455	14160

Tabelle 7.3.3: Beeinflussung der verschiedenen Wirkkategorien durch den Herstellprozess je einer Batterie für den Betrieb des Zielfahrzeuges.

In Tabelle 7.3.3 sind die Belastungen der Wirkkategorie GWP und der Primärenergiebedarf des Herstellprozesses der Batterien nach der Verknüpfung der verwendeten Materialien und Energien aufgetragen. Detaillierte Ergebnisse aller Wirkkategorien sind in [89] dargestellt.

7.3.3 Life Cycle Inventar der Betriebsenergien

Für den Betrieb des Hybridfahrzeuges werden vor allem bleifreies Benzin und Strom verbraucht. Zusätzlich wird für den Benzinbetrieb Motorenöl benötigt. Das Getriebeöl, die Bremsflüssigkeit, das Kühlwasser und das Waschwasser wird nicht berücksichtigt, da diese Betriebsmittel sowohl im elektrischen wie im Benzinbetrieb Verwendung finden.

Der VM erfordert alle 15000 km einen Wechsel der 4 Liter Motorenöl. Aus Einfachheitsgründen und unter Berücksichtigung, dass die Menge unter 1% der umgesetzten Treibstoffmenge liegt, wird das Motorenöl nicht separat untersucht und dem Verbrauch an Benzin zugeschlagen.

7.3.3.1 Bleifreies Benzin

Als Treibstoff für den ETH-Hybrid III Antrieb wird bleifreies Benzin mit der Oktanzahl 95 verwendet. Die gemittelte Zusammensetzung des Treibstoffes nach [24] ist in Tabelle 7.3.4 dargestellt. Der Primärenergiebedarf zur Verfügbarmachung des Benzins im Regionallager variiert zwischen der Schweiz und Europa. Die Unterschiede in der Raffinerietechnologie und im Strommix sind für diese Differenz hauptsächlich verantwortlich [24].

Komponente	Einheit	Massenanteil
C	Gewichts-%	86.5
H	Gewichts-%	13.5
O	Gewichts-%	0.3
N	Gewichts-%	-
S	Gewichts-%	0.032
Pb	Gewichts-%	0.003
Hg	ppb	70

Tabelle 7.3.4: Mittlere chemische Zusammensetzung des Benzins in der Schweiz.

Auf der Seite des Energieträgers Erdöl müssen vom Rohöl 14.5% in der Schweiz und 15.3% im europäischen Durchschnitt für die vorgelagerten Prozesse des Benzins aufgewendet werden. Beim Aufwand der Primärenergie ist der Aufwand deutlich grösser. Zur Erzeugung von Benzin müssen zusätzlich 39.7% in der Schweiz, respektive 40.6% in Europa des unteren Heizwertes des Benzins an Energie aufgewendet werden. Dabei fällt 32.7% als Abwärme an. Der Rest teilt sich auf in Elektrizität und Aufwendungen für die Infrastruktur. Beim CO_2-Ausstoss werden 20.8% respektive 22.5% des totalen Ausstosses in den vorgelagerten Prozessen freigesetzt.

	Einheit [/t Benzin]	Schweiz	Europa
Rohöl	t	1.17	1.18
Primärenergie total	GJ	59.79	60.16
davon erneuerbare Primärenergie	GJ	0.273	0.170
unterer Heizwert H_u	GJ	42.8	42.8
CO_2-Ausstoss der vorgelagerten Prozesse	t	0.807	0.892
CO_2-Ausstoss bei der Verbrennung	t	3.07	3.07
GWP20	kg CO_2 Aeq.	4185	4279
GWP100	kg CO_2 Aeq.	4004	4093
GWP500	kg CO_2 Aeq.	3918	3993

Tabelle 7.3.5: Bedarf an Primärenergie zur Verfügungstellung und Verbrennung von 1 Tonne Benzin ab Regionallager in der Schweiz und in Europa.

7.3.3.2 Stromherstellung

Die Stromerzeugung in Europa ist von Land zu Land sehr verschieden und verfügt über unterschiedliche Technologien zur Erzeugung der Spitzenlast. Westeuropa bildet mit den inzwischen angeschlossenen ehemaligen osteuropäischen Staaten den europäischen Netzverbund für elektrische Energie UCPTE[1]. Für die Bewertung eines Stromverbrauches ist es von entscheidender Bedeutung, mit welcher Herstelltechnologie an welchem Ort die verwendete Elektrizität berücksichtigt wird. Es seien hier einige mögliche Berechnungsverfahren des zu verwendenden Strommixes aufgeführt:

a) Gemittelte UCPTE Produktion als durchschnittlich in Europa hergestellte Elektrizität.

b) Gemittelte Stromproduktion in einem spezifischen Land als Grundlage für eine Beurteilung eines Einsatzes in einem einzelnen Land.

c) Die Verwendung des Grenzstroms (Herstellverfahren der Spitzenlast resp. der Laständerung) als Einflussfaktor bei der Erhöhung des Verbrauches. Dies ist in den meisten Ländern Steinkohle mit Ausnahmen (F, N, CH).

1.UCPTE für Union pour la coordination de la production et du transport de l'électricité

d) Betrachtung von Wasserenergie als möglichen Energieträger mit dem Potential einer nachhaltigen Nutzung.

e) Betrachtung von Nuklearenergie als heute eingesetzte Technologie, die nicht primär auf fossilen Brennstoffen beruht.

f) Verwendung von Brenngas als heute moderne fossile Technologie mit günstigen Wirkungsgraden (Kombikraftwerke).

Neben den Herstellverfahren, die in einem spezifischen Land installiert sind, wird eine Bilanzierung der Stromproduktion auch durch die Importe und Exporte beeinflusst. Bewertet man die Exporte zu den im Land erzeugten Bedingungen und bestimmt den Inlandkonsum durch die Addition der verbleibenden Inlandproduktion und des Importes, erhält man exemplarisch für die Schweiz die zweite Spalte in Tabelle 7.3.6. Die energetische Aufteilung der Stromproduktion, gemittelt über die Jahre 1990 - 1994, in Europa (UCPTE) und der Schweiz sind ebenfalls in Tabelle 7.3.6 zu finden.

Herstellungsart	Schweiz (Inlandproduktion) [%]	Schweiz (Eigenproduktion und Importe) [%]	UCPTE [%]
Steinkohle	-	4.59	17.50
Braunkohle	-	2.33	10.53
Mineralöl	1.01	2.23	9.70
Brenngas	-	1.98	9.75
Total Fossil	1.01	11.14	47.88
Wasserkraft	58.66	39.04	14.25
Wasser-Umwälzkraft	0.89	0.93	0.98
Nuklear	38.33	48.22	36.89
andere [a)]	1.09	0.68	-
Total nicht fossil	98.99	88.86	52.12

a)Entspricht den Beiträgen aus den Kehrichtverbrennungsanlagen. Beim UCPTE-Mix sind alle restlichen erneuerbaren Energien der Wasserkraft zugeschlagen.

Tabelle 7.3.6: Aufteilung der Stromherstellung nach Energiequellen nach [24].

Bei einem Hybridfahrzeug wird die Batterie entweder zuhause oder am Bestimmungsort der Fahrt aufgeladen. Demzufolge sind die Mehrheit der

Ladestationen keine Grossverbraucher und werden in der Regel über ein Niederspannungsnetz versorgt. Der Wirkungsgrad der elektrischen Energieversorgung wird massgeblich durch die Niederspannungsverteilung reduziert. Die energetischen Wirkungsgrade und die GWP-Emissionen sind in Tabelle 7.3.7 zusammengefasst.

Stromherstellung	Energieaufwand total [TJ/TJ_{el}]	Energieaufwand erneuerbar [TJ/TJ_{el}]	Energieaufwand nicht erneuerbar [TJ/TJ_{el}]	GWP20 [kg CO_2 Aeq./TJ_{el}]	GWP100 [kg CO_2 Aeq./TJ_{el}]	GWP500 [kg CO_2 Aeq./TJ_{el}]
Strom-Mix CH ab KW[a)]	2.252	0.768	1.484	6365	6042	5796
Strom-Mix CH ab NS[b)]	2.653	0.905	1.748	11544	11010	9860
Strom-Mix UCPTE ab KW	3.286	0.199	3.087	153419	144000	139440
Strom-Mix UCPTE ab NS	3.825	0.258	3.568	179086	168189	162124
Steinkohlekraftwerk UCPTE-Mix ab KW	3.784	0.356	3.749	338596	301021	283705
Steinkohlekraftwerk UCPTE-Mix ab NS	4.405	0.067	4.338	394667	350991	330076
Brenngaskraftwerk UCPTE-Mix ab KW	2.607	0.003	2.604	269440	255470	248906
Brenngaskraftwerk UCPTE-Mix ab NS	3.035	0.030	3.005	314156	297961	289563
Wasserkraftwerk CH ab KW	1.302	1.290	0.012	1092	1009	969
Wasserkraftwerk CH ab NS	1.533	1.520	0.013	5333	5082	4174
Kernkraftwerk UCPTE-Mix ab KW	3.667	0.002	3.665	4749	4556	4261
Kernkraftwerk UCPTE-Mix ab NS	4.269	0.029	4.241	6006	5850	4750

a)KW für Kraftwerk
b)NS für Niederspannung

Tabelle 7.3.7: Energiebedarf und Treibhausgasemissionen verschiedener Stromherstellungsarten bis zum Kraftwerk und bis zum Endverbraucher (Niederspannungsversorgung) nach [24] und [89].

Bei der Betrachtung der verschiedenen Stromherstellungsarten und Stromnetzen in Tabelle 7.3.7 ist die grosse Bandbreite erkennbar. Der gesamtenergetische Wirkungsgrad der Stromerzeugung bis zum Kunden

(inkl. Niederspannungsverteilung) ist in der Schweiz 37.7% und im UCPTE-Netz 26.1%. Bezieht man den Strom beim Kunden auf die eingesetzten nicht erneuerbaren Ressourcen so ergeben sich die Wirkungsgrade von 57.2% für die Schweiz und 28.0% für den Strom-Mix im UCPTE-Netz.

7.4 Vergleich der Betriebsarten des Antriebes

Für den Vergleich der verschiedenen Betriebsarten sind vor allem die erforderliche Primärenergie und die Emissionen, die den Treibhauseffekt (GWP) beeinflussen von Interesse. Zur Beurteilung des GWP reicht die Heranziehung des GWP20 aus, da die Betrachtung eines längerfristigen Zeitraumes nichts an der relativen Beurteilung der verschiedenen Betriebsarten ändert.

7.4.1 Vergleich der Betriebsarten Taktbetrieb - Elektrobetrieb

Für den Vergleich der beiden Betriebsarten wird die Bordnetzversorgung nicht berücksichtigt, da dieser Beitrag gesondert untersucht wird.

Für den Benzinbetrieb wird ausgehend vom Kennfeld in Bild 4.1.1 der Primärenergieeinsatz und das GWP unter der Berücksichtigung des Ölverbrauchs bestimmt. Für die Geschwindigkeiten bei ebener Fahrt ist der Primärenergiebedarf für den Benzinbetrieb in Bild 7.4.1 dargestellt.

Im Elektrobetrieb setzt sich die benötigte Primärenergie zusammen aus den Anteilen Stromerzeugung zum Antrieb des Fahrzeuges, Batterieherstellung und der jahreszeitlich schwankenden Heizenergie zur Sicherstellung der Funktionstüchtigkeit der Batterie.

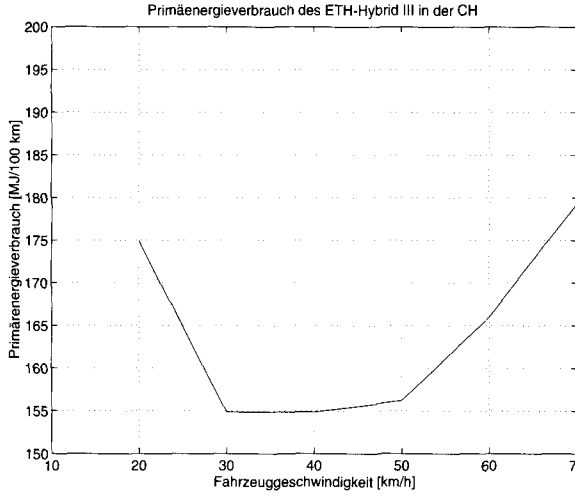


Bild 7.4.1: Primärenergieverbrauch im Benzinbetrieb des ETH-Hybrid III Zielfahrzeuges für Konstantfahrt in der Ebene. Die Herstellung und Verteilung gilt für Benzin in der Schweiz.

Zur Bestimmung der Lebensdauer der Batterie wird für den Elektrobetrieb Stadtbetrieb angenommen. Dieser Betrieb kann mit dem Profil des ECE-Zyklus angenähert werden. Mit dem Verbrauch gemäss Kap. 4.2.3 und dem Wirkungsgrad der Batterie resultiert eine Reichweite der Bleibatterie von 20 - 24 km pro Ladung. Somit muss die Batterie nach einer Lebensdauer von 6000 - 24000 km aufgrund der Anzahl Ladezyklen ersetzt werden. Nach Tabelle 7.3.3 resultiert somit von der Batterieherstellung eine Erhöhung des Primärenergiebedarfs von 31.0 - 124.0 MJ/100 km und ein GWP 20 Beitrag von 1.65- 6.59 kg CO_{2Aeq}/100 km. Bei einer zeitlichen Begrenzung der Lebensdauer der Bleibatterie (2-4 Jahre) ergeben sich eine Erhöhung des Primärenergiebedarfs von 13.43 - 26.86 MJ/100 km und ein GWP 20 Beitrag von 0.71 - 1.43 kg CO_{2Aeq}/100 km. Für den Vergleich des Benzinbetriebs zum Elektrobetrieb werden die Werte für 1000 Ladezyklen zur Beurteilung der Lebensdauer der Bleibatterie herangezogen. Dies entspricht bei einer Lebensdauer von vier Jahren einer mittleren elektrischen Fahrleistung von 43% der gesamten Fahrstrecke.

Die Bleibatterie muss bei Temperaturen unterhalb von 10 °C geheizt werden. Dies führt nach [34] bei einer mittleren Tagesfahrleistung von 38 km/Tag zu einem Zusatzendenergiebedarf von 27.7 MJ/100km gemittelt über das ganze Jahr. Bei kleineren täglichen Fahrleistungen steigt dieser Beitrag entsprechend. Um diesen Beitrag nicht zu stark zu gewichten, und mit der Möglichkeit der Ausnutzung der Abwärme des VM Rechnung zu tragen, wird dieser Beitrag für das betrachtete Batterieszenarium um ein Viertel reduziert. Die verwendeten Werte für den Vergleich des Benzinbetriebes mit dem Elektrobetrieb sind in Tabelle 7.4.1 zusammengefasst.

Unter der Annahme von kurzlebigen Batterien und ausschliesslich städtischem Fahrbetrieb können die Belastungen der Batterieherstellung bis zum 4-fachen Wert gegenüber den Annahmen aus Tabelle 7.4.1 steigen.

	Primärenergie [MJ/100km]	GWP20 [CO2Aeq./100 km]
Ersatz Bleibatterie nach 6000-25000km bei Laufleistung von 13860 km/Jahr	31.0 - 124.0	1.65 - 6.59
Ersatz Bleibatterie nach 2-4 Jahre	13.43 - 26.86	0.71 - 1.43
Gemittelter Heizbedarf bei 39km/Tag	27.7 MJ Strom/100km	
Verwendete Werte für den Vergleich		
Ersatz Bleibatterie bei 1000 Ladezyklen	31.0	1.65
Gemittelter Heizbedarf	20.78 MJ Strom/100 km	

Tabelle 7.4.1: Einfluss der Lebensdauer und der Betriebscharakteristik der Bleibatterie auf den Primärenergiebedarf und die GWP20-Emissionen bei optimistischer Beurteilung der Lebensdauer der Bleibatterie.

Wie in Bild 7.4.2 ersichtlich, stellt der Taktbetrieb trotz den optimistischen Annahmen für die Bleibatterie die beste Ausnutzung der Primärenergie, ausgenommen der Wasserkraft, dar. Sehr deutlich wird hier auch der Unterschied des Taktbetriebes zum Drosselbetrieb des VM. Bei Geschwindigkeiten unterhalb von 25 km/h ist eine Substitution des gedrosselten Benzinbetriebs durch den Elektrobetrieb jedenfalls vorzuziehen.

Bei der Beurteilung des GWP20 sind die CO_2-armen Stromproduktionsarten deutlich besser als der Benzinbetrieb (Bild 7.4.3). Der Taktbetrieb zeigt klar Vorteile gegenüber dem UCPTE-Strom-Mix und den fossilen Energiequellen zur Erzeugung der Elektrizität. Ähnlich wie bei der Primärenergie wird die GWP20 Belastung im Drosselbetrieb bei kleinen Geschwindigkeiten grösser, so dass sich in diesen Bereich eine Substitution anbietet. Unter der Annahme einer Lebensdauer der Bleibatterie von 300 Ladezyklen, wird das GWP20 des Drosselbetriebes ab 40 km/h besser als der dasjenige des UCPTE-Strom-Mix. Dies zeigt deutlich, wie sensitiv die verwendete Speichertechnologie die Gesamtbeurteilung beeinflusst.

Der Taktbetrieb stellt bezüglich Primärenergie die klar zu bevorzugende Betriebsart dar. Ebenso bietet der Taktbetrieb gegenüber dem Elektrobetrieb bei der Beurteilung des GWP einen Vorteil, wenn man von einer Grenzstrombetrachtung oder vom heutigen UCPTE-Strom-Mix ausgeht. Nur unter der Annahme eines Stromnetzes mit vorwiegend aus nicht fossilen Rohstoffen erzeugter Elektrizität, kann der Elektrobetrieb das GWP gegenüber dem Taktbetrieb reduzieren.

7.4.2 Vergleich des ECE-R15/04 -Zyklusverbrauchs

Für die Bewertung des Stadtzyklus wird die Speisung des Bordnetzes mitberücksichtigt. Zusätzlich wird in Benzin- wie im Elektrobetrieb die Beschleunigung des Schwungrades beim Start des Zyklus einbezogen. Im Elektrobetrieb benötigt der ETH-Hybrid III Antrieb ab Stecker eine Energie von 20.42 kWh/100 km im ECE-R15/04 Zyklus (vgl. Tabelle 4.2.1, Tabelle 4.2.2, Bild 4.2.10 und Tabelle 4.4.1). Dabei wird von einem mittleren Batterieladegrad von 0.7 und einer Bordnetzspeisung ab Fahrbatterie ausgegangen. Zusätzlich müssen noch die Heizleistung der Batterie von 5.77 kWh/100km und den Ersatzaufwand der Bleibatterie nach Tabelle 7.4.1 berücksichtigt werden.

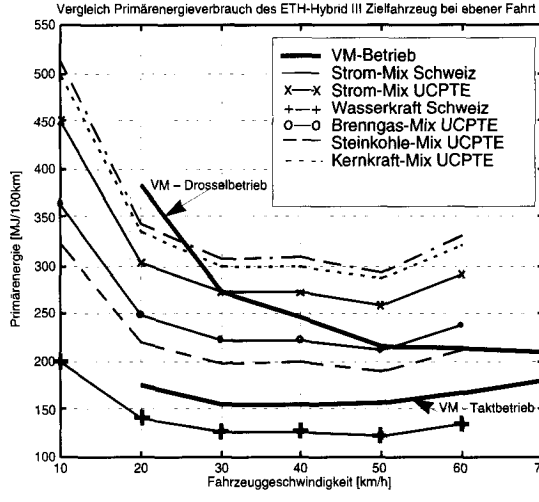


Bild 7.4.2: Primärenergievergleich zwischen Elektrobetrieb und dem Benzinbetrieb unter Berücksichtigung der Bleibatterieherstellung und der Batterieheizung bei unterschiedlichen Stromherstellungsarten.

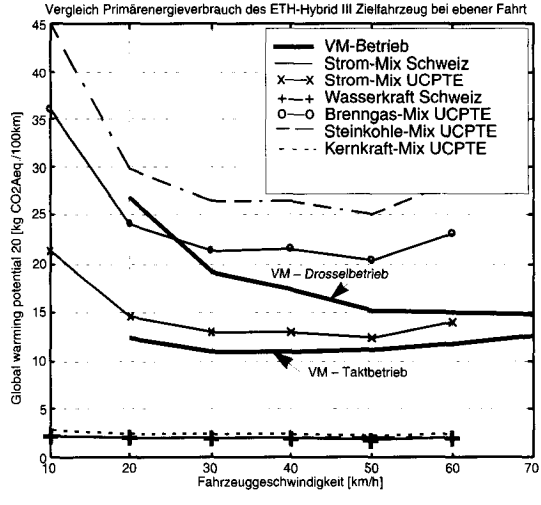


Bild 7.4.3: Vergleich der GWP20-Emissionen der verschiedenen Stromherstellungsarten und dem Benzinbetrieb im Zielfahrzeug. Für die Lebensdauer der Bleibatterie sind optimistische Werte nach Tabelle 7.4.1 eingesetzt.

Im Benzinbetrieb stehen zwei Varianten zur Diskussion:

a) mit generatorischer Bordnetzspeisung d.h. 5.17 l/100 km

b) Bordnetzversorgung ab Fahrbatterie d.h. 4.53 l+ 2.06 kWh/100 km

Vergleicht man die drei Varianten auf den Einsatz an Primärenergie und GWP (Tabelle 7.4.2) werden die selben Zusammenhänge wie in Kap. 7.4.1 deutlich.

In Bild 7.4.4 ist ein Vergleich des Elektrobetriebes sowie des Taktbetriebes mit Bordnetzspeisung ab Generator gegenüber weiteren Antriebskonfigurationen im selben Grundfahrzeug aufgetragen. Als einfachste Variante wird der VM mit einem CVT ohne Elektroantrieb kombiniert und unter Ausnutzung der Schwungnutzung betrieben. Im zweiten Konzept wird ebenfalls auf den Elektroanteil verzichtet. Der VM wird zusammen mit einem Schwungrad und einem CVT zur Realisierung des Taktbetriebes und zur Nutzung der Rekuperationsenergie eingesetzt.

	Einheit	Strom-Mix UCPTE	Strom-Mix CH	Grenzstrom Steinkohle UCPTE	Brenngas UCPTE	Kernkraft UCPTE	Wasserkraft CH
Primärenergie Benzinbetrieb/ Generatorisch	MJ/100km	230.3	dito	dito	dito	dito	dito
Primärenergie Benzinbetrieb/ Fahrbatterie	MJ/100km	230.1	221.5	234.4	224.3	233.4	213.2
Primärenergie Elektro	MJ/100 km	391.6	281.1	446.3	317.2	433.50	175.5
GWP20 Benzinbetrieb/ Generatorisch	kg CO_2 Aeq./ 100 km	16.1	dito	dito	dito	dito	dito
GWP20 Benzinbetrieb/ Fahrbatterie	kg CO_2 Aeq./ 100 km	15.5	14.2	17.1	16.5	14.2	14.2
GWP20 Elektro	kg CO_2 Aeq./ 100 km	18.5	2.7	38.9	31.3	2.2	2.2

Tabelle 7.4.2: Primärenergie- und GWP20-Vergleich für den ECE-R15/04 Zyklus für die Betriebsarten Elektro und Benzinbetrieb.

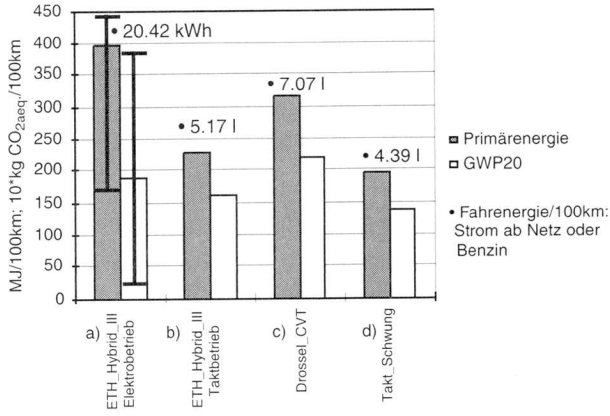


Bild 7.4.4: Vergleich verschiedener Antriebsvarianten im ECE-Zyklus. Der ETH-Hybrid III Antrieb a) im Elektro- und b) Taktbetrieb (inkl. Bordnetzversorgung), c) ein Fahrzeug von 1250 kg mit CVT, im Drosselbetrieb ohne E-Antrieb und Schwungrad und d) ein Fahrzeug von 1310 kg im Taktbetrieb ohne E-Antrieb (Variante b ohne Elektrokomponente). Im Elektrobetrieb ist der UCPTE-Strom-Mix und die Bandbreite möglicher Stromherstellungen dargestellt.

7.4.3 Hybride Fahrstrategien

7.4.3.1 Verschiebung der Taktbetriebsfrequenz und des Drosselbetriebs

Der Drosselbetrieb bildet den Übergang vom Taktbetrieb zum Überlandbetrieb. Die Auswirkung der Ergebnisse aus Kap. 4.3.1 auf den Primärenergiebedarf und die GWP20 Belastung ist zu beurteilen, um festzustellen, ob es sinnvoll ist, die Leistungen im Taktbetrieb teilweise durch die EM zu substituieren. Aus Tabelle 7.4.3 sind der Primärenergiebedarf und die GWP20 Belastungen für die Grenzleistung des Antriebes im Drossel- und Benzinbetrieb nach Kap. 4.3.1 und Bild 4.3.2 ersichtlich.

	Einheit	Taktbetrieb	Drosselbetrieb
Primärenergie	MJ/kWh	17.04 - 17.64	13.63 - 13.87
GWP20	kg CO_2 Aeq./kWh	1.193 - 1.235	0.954 - 0.971

Tabelle 7.4.3: Primärenergiebedarf und GWP20 für die Grenzleistungen des Antriebes im Takt- und Drosselbetrieb.

Für den Elektrobetrieb wird nach Bild 4.3.3 ein mittlerer Wirkungsgrad von $\eta_{elektrisch} = 0.66$ verwendet. Für die Batterieherstellung wird von einer Lebensdauer von 4 Jahren und 1000 Ladezyklen ausgegangen (optimistische Annahme nach Tabelle 7.4.1). Damit verursacht die Batterieherstellung einen Primärenergiebedarf von 1.63 MJ/kWh und erhöht das GWP20 um 0.087 kg $CO_{2\,Aeq.}$/kWh. Die Gesamtbelastung im elektrischen Betrieb ist in Tabelle 7.4.4 angegeben.

Ausgehend von der Primärenergie ist eine Substitution sowohl von Taktbetriebsleistung wie auch Drosselbetriebsleistung durch den Elektrobetrieb nur bei ausschliesslich von Wasserkraft erzeugtem Strom sinnvoll. Unter dem Gesichtspunkt der Treibhausproblematik kann bei langer Lebensdauer der Bleibatterie (1000 Ladezyklen) der EM bei nichtfossiler Energieerzeugung oder im UCPTE-Mix zur Taktintervallsverlängerung eingesetzt werden. Die Annahme einer Lebensdauer von 500 Ladezyklen führt zum Verlust eines Vorteils im GWP20 für das UCPTE-Netz im Falle einer Taktintervallsverlängerung.

	Einheit	Strom-Mix UCPTE	Strom-Mix CH	Grenzstrom Steinkohle UCPTE	Brennga sUCPTE	Kernkraftucpte	Wasserkraft CH
Primärenergie	MJ/kWh	22.49	16.10	25.66	18.18	24.92	9.99
GWP20	kg CO_2 Aeq./ kWh	1.063	0.150	2.240	1.801	0.120	0.116

Tabelle 7.4.4: Primärenergiebedarf und GWP20 für eine kWh mechanische Energie, die elektrisch erzeugt wird. Batterielebensdauer von 4 Jahren.

7.4.3.2 Autarke Batteriespeisung

Wird der VM betrieben, um die Batterie zu laden, muss für die elektrische Energieerzeugung den Batterieklemmen in Abhängigkeit des Betriebspunktes des Antriebes 16.09 - 17.06 MJ/kWh_{el} Primärenergie und 1.126 - 1.194 kg $CO_{2Aeq.}$/kWh_{el} CO_2-Äquivalent aufgewendet werden (vgl. Tabelle 4.3.1und Tabelle 7.3.5).

Der Ressourcenbedarf bei der autarken Betriebsweise entspricht in etwa dem Niveau des UCPTE-Strom-Mixes. Steinkohle- und Kernkraftwerke benötigen einen höheren Primärenergieeinsatz als die on-board Stromerzeugung. Die GWP20-Belastung ist bei den fossilen Kraftwerken höher als im autarken Betrieb. Der UCPTE-Schnitt liegt aber deutlich unter den GWP20 Emissionen im Fahrzeug.

In langen Ladephasen, wie sie für Netzladungen typisch sind, kann ein besserer Ladewirkungsgrad der Batterie erreicht werden. Im Fahrzeug steht eher die Erhöhung der zur Verfügung stehenden Speicherkapazität im Vordergrund, was zu höheren Ladeleistungen und zu zusätzlichen Ladeverlusten zwischen 5-7% führen kann.

	Einheit	Strom-Mix UCPTE	Strom-Mix CH	Grenzstrom Steinkohle UCPTE	Brenngas UCPTE	Kernkraft UCPTE	Wasserkraft CH
Primärenergie	MJ/kWh	16.2	11.236	18.656	12.85	18.08	6.493
GWP20	kg CO_2 Aeq./ kWh	0.758	0.049	1.671	1.330	0.025	0.023

Tabelle 7.4.5: Primärenergiebedarf und GWP20 für netzgespiesene Elektrizität an den Batterieklemmen.

7.4.4 Bordnetzspeisung

Wie in Kap. 4.4 dargestellt, benötigt die erforderliche Bordnetzspeisung von elektrischen 250 W DC bei 12 V Spannung einen Zusatzbenzinbedarf von 0.118 l/h, sofern die Leistung über den generatorischen Betrieb der EM erbracht wird. Die dafür erforderliche Primärenergie und die emittierten GWP20 relevanten Emissionen sind in Tabelle 7.4.6 zusammengefasst.

Demgegenüber steht die erforderliche elektrische Netzleistung von 379-383 W nach Tabelle 4.4.1 bei einer Speisung ab Fahrbatterie.

	Einheit	Schweiz	Europa
Primärenergie total	MJ/h	5.256	5.288
davon erneuerbare Primärenergie	MJ/h	0.024	0.015
GWP20	kg CO_2 Aeq./h	0.368	0.376

Tabelle 7.4.6: Energetischer Aufwand und GWP20 für die Erzeugung der Bordnetzversorgung (250 W) ab Generator im Benzinbetrieb. Alle Werte inkl. die vorgelagerten Prozesse bis zum Regionallager und im Fahrzeug.

Benützt man die Fahrbatterie ausschliesslich für die Speisung des Bordnetzes, entspricht das, unter den Randbedingungen gemäss Kap. 7.3.1 und der Annahme einer mittleren Jahresgeschwindigkeit gemäss NEFZ von 33.6km/h, 35 Batterieladezyklen. Somit wird die Lebensdauer der Batterie durch die Einsatzdauer und nicht durch die Anzahl Ladezyklen bestimmt. Mit der Lebensdauer der Bleibatterie von 2 - 4 Jahren würde dies eine Erhöhung der erforderlichen totalen Primärenergie von 6.72 - 13.43 MJ/h bedeuten, was über der benötigten Primärenergie für die Bordnetzspeisung liegt. Ebenfalls übersteigt das GWP mit 0.36 - 0.71 kg CO2-Aeq./h die Emissionen der Bordnetzerzeugung.

Für die Fahrzeugvariante mit Bleibatterie resultiert somit für den Fall von 379 W benötigtem Netzstrom ein Aufwand nach Tabelle 7.4.7:

	Einheit	Strom-Mix UCPTE	Strom-Mix CH	Grenzstrom Steinkohle UCPTE	BrenngasUCPTE	KernkraftUCPTE	WasserkraftCH
Primärenergie total	MJ/h	5.218	3.620	6.010	4.141	5.825	2.092
davon erneuerbare Primärenergie	MJ/h	0.352	1.235	0.091	0.041	0.04	2.074
GWP20	kg CO_2 Aeq./h	0.244	0.016	0.538	0.429	0.008	0.007

Tabelle 7.4.7: Energetischer Aufwand und GWP für die Erzeugung der Bordnetzversorgung (250 W) ab Fahrbatterie im Benzinbetrieb. Alle Werte beinhalten die Versorgung bis zur Niederspannungsverteilung und ohne Berücksichtigung der Batterielebensdauer.

Da die Bordnetzspeisung als Nebenfunktion zu bezeichnen ist, wäre es auch nicht sinnvoll, die Alterung der Batterie dieser Funktion zu verrechnen.

Bei der Gegenüberstellung der Aufwände (Tabelle 7.4.6 und Tabelle 7.4.7) wird ersichtlich, dass der Primärenergieeinsatz im generatorischen Betrieb und für die Speisung ab Batterie beim Netzbezug aus dem durchschnittlichen UCPTE-Mix gleich gross ist, wobei beim Netzbezug Vorteile bezüglich GWP bestehen. Diese sind durch den deutlich höheren Anteil an erneuerbarer Energie erklärbar. Sobald die benötigte Elektrizität basierend auf fossiler Energie erzeugt wird, hat der autarke Betrieb zur Bordnetzversorgung Vorteile bezüglich Primärenergie und GWP.

8 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die Schlussfolgerungen sind in eine Beurteilung der Erkenntnisse aus dem ETH-Hybrid III, möglichen Verbesserungsmassnahmen und in einen kleinen Ausblick gegliedert.

8.1 Wertung der Erkenntnisse

Die Gegenüberstellung von Elektro- und Benzinbetrieb wird stark durch die Annahmen zur Stromherstellung beeinflusst. Bei einer Grenzstrombetrachtung im UCPTE-Netz, führt der Elektrobetrieb in keinem Falle zur Reduktion des Primärenergiebedarfs und der Emissionen von Gasen, die den Treibhauseffekt beeinflussen.

Mit der Annahme einer weitgehend auf nicht fossilen Ressourcen (erneuerbare Energien, Kernkraft) basierenden Stromproduktion kann ein Einsatz unter dem Aspekt der Reduktion von treibhausgasrelevanten Emissionen empfohlen werden. Bezüglich der erforderlichen Primärenergie bietet der Elektrobetrieb keine Vorteile. Die Lebensdauer der Batterie und deren Herstellungsprozess belasten die Bilanz des Elektrobetriebes erheblich.

Da eine weitgehend CO_2-emissionsarme Stromherstellung für weite Teile Europas auf absehbare Zeit nicht erreichbar ist, kann die Hybridtechnik in einem so fortgeschrittenen Antrieb zur Erzielung einer Reduktion des Primärenergieeinsatzes oder des GWP grossflächig nicht empfohlen werden.

Der Einsatz des Elektrobetriebes im ETH-Hybrid III Fahrzeug lässt sich somit nur mit der Verminderung der lokal emittierten Schadstoffemissionen begründen, wobei dieser Vorteil mit einem erhöhten Primärenergieverbrauch und in den meisten Fällen mit erhöhtem Ausstoss treibhausgasrelevanter Emissionen erkauft werden muss.

Der Einsatz einer hybriden Fahrstrategie bringt beim ETH-Hybrid III keine Treibhausgas relevanten Vorteile gegenüber dem verbrennungsmotorischen Betriebsmodus, sofern von einer Stromherstellung aus rein erneuerbaren Energien oder Kernkraft abgesehen wird. Die hybride Fahrstrategie kann aber zur Steigerung der Nennleistung und des Beschleunigungskomforts genutzt werden. Dadurch wird aber der rein elektrische Aktionsradius reduziert, da der Batterieinhalt anderweitig als zur rein elektrischen Fahrt genutzt wird.

Wird eine autarke Betriebsstrategie für das Hybridfahrzeug zur Aufrechterhaltung der elektrischen Reichweite angestrebt, d.h. die Ladung der Batterie erfolgt über den VM des Fahrzeuges und nicht über das Stromnetz, so muss ein Primärenergiebedarf entsprechend dem UCPTE-Mix aufgewendet werden. Beim GWP besteht nur gegenüber dem Grenzstrom aus Steinkohle und Brenngas ein Vorteil.

Auf der Emissionsseite (HC, CO und NO_x) besteht heute ein klarer Vorteil der Stromherstellung gegenüber dem benzinbasierten Fahrzeugbetrieb. In Zukunft wird die Gewichtung des Primärenergieeinsatzes und der Auswirkungen auf den Treibhauseffekt steigen, da heute der Nachweis bereits erbracht ist, dass - zumindest mit einem gewissen Mehraufwand - das Emissionsniveau von modernen Kraftwerken ebenfalls mit dem VM darstellbar ist [32]. Dieses Emissionsniveau wird in Kalifornien mit dem SULEV-Standard angepeilt.

8.2 Verbesserungspotential des ETH-Hybrid III

Ausgehend von den oben erwähnten Zusammenhängen, kann man sich überlegen, wie ein Konzept des ETH-Hybrid III Antriebes weiter verbessert werden kann.

Unter dem begrenzten Vorteil des Elektrobetriebes mit der heute möglichen Batterietechnologie, kann man sich einen Antriebsstrang ohne eigentli-

chen elektrischen Fahrbetrieb vorstellen. Eine kleine EM dient noch als Alternator, Starter und eventuell als Antrieb für einen Rückwärtsgang. Damit kann die schwere Batterie und die Masse der EM reduziert werden.

Die Redimensionierung der EM ermöglicht eine vom Schwungrad örtlich getrennte Anordnung. Als Folge kann das Schwungradgehäuse idealer gestaltet werden und die Luftreibung kann deutlich reduziert werden (Schätzung um 50%).

Mit der Verwendung der EM im 4-Quadrantenbetrieb kann der Rückwärtsgang im Getriebe eingespart werden. Durch den Ersatz einzelner Klauenkupplungen durch regelbare Elemente kann der Schaltkomfort erhöht werden und ein Schaltvorgang ohne Zugkraftunterbrechung ist einfacher realisierbar.

Diese Massnahmen führen zu einer Reduktion der Fahrzeugmasse gemäss Tabelle 8.2.1. Im ECE-R15/04 Zyklus wird dadurch eine weitere Verbrauchsverbesserung von 15% möglich. Zusammen mit einem Antrieb ohne Schwungrad aber mit CVT und unter Ausnutzung der Schwungnutzung sind die Einsparpotentiale für Primärenergie und GWP20 in Bild 7.4.4 aufgetragen.

Aenderung	Einheit	ETH-Hybrid III Evo
Batteriegewicht	kg	150
kleinere Elektromaschine	kg	40
Entfall des Rückwärtsganges	kg	10
Reibungsoptimiertes Schwungradgehäuse	kg	–

Tabelle 8.2.1: Masseneinfluss der Anpassungen des ETH-Hybrid III

Auf der motorischen Seite können durch den Einsatz neuester Technik, v.a. durch den Einsatz eines direkteinspritzenden Benzinmotors im λ=1-Betrieb, kombiniert mit speicherfähigen Katalysatoren, wesentliche Fortschritte auf der Emissionsseite wie auch im Wirkungsgrad erzielt werden.

Bei der Forderung nach einem rein elektrischen Betrieb, kann mit einer Leistungssteigerung der EM auf 15-20 kW auf den Einsatz des Schwungrades als notwendige Beschleunigungsreserve verzichtet werden. Dies führt vor allem bei Konstantfahrt zur Reduktion der Antriebsverluste. Für die Rekuperation kann das Schwungrad weiterhin als effiziente Energiespeicherung genutzt werden.

Im Sinne einer stark reduzierten Lösung und unter Verzicht auf ein Schwungrad als Kurzzeitenergiespeicher, kann man sich auch folgendes Konzept vorstellen. Ein Betrieb des VM bei Leerlauf wird vermieden. Ein automatisiert geschaltetes mehrstufiges Handgetriebe (bis 7 oder 8 Gänge) stellt den Betrieb des VM im Bereich besten Wirkungsgrades sicher. Ein Alternator mit einer etwas erhöhten Leistungsreserve kombiniert mit einem elektrischen Speicher (Kombination von Batterie und Supercapacitor), kann einerseits die Bordnetzversorgung, auch bei stillstehendem Motor, gewährleisten. Die Lebensdauer der Batterie wird durch Abbau der Leistungsspitzen verlängert und in einem eingeschränkten Leistungsbereich kann die EM zur Nutzung der Bremsenergie eingesetzt werden. Dieses Konzept stellt ein Verbrauchsverbesserungspotential von 20 - 25% gegenüber einem heutigen Antriebssystem dar.

8.3 Ausblick

Mit steigender Anforderung an den Wirkungsgrad des Antriebes, spielen die erforderlichen Leistungen für die Hilfs- und Nebenaggregate eine zunehmende Rolle. Mit einer Verlagerung des Betriebspunktes der Energieerzeugung wird der Einsatz eines Energiespeichers immer wahrscheinlicher. Somit kann auch die mechanische Energie des Fahrzeuges genutzt werden.

Bei der Dimensionierung eines Energiespeichers und der Auslegung der Fahrstrategie ist darauf zu achten, dass die gewählten Lösungen nicht zu stark auf einen zu absolvierenden Zyklus ausgerichtet werden, und so Ver-

brauchswerte erzielbar werden, die im realen Verkehr nicht nachvollziehbar sind [2].

Mit der Verbesserung der elektrischen Antriebskomponenten und unterstützt von allfällig verfügbaren elektrischen Energiespeichern (Li-Ion und Li-Polymerbatterie haben das Potential für verbesserte Leistungs- und Energiedichte) stellt sich die Frage, ob zumindest eine elektrische Kraftübertragung im Fahrzeug sinnvoll sein könnte.

Mit dem Verlauf des Wirkungsgrades über der Leistung, stellt die Brennstoffzelle als Energiewandler eine sehr gute Lösung für die Anforderungen im Fahrzeug dar (Steigerung des Wirkungsgrades zur Teilleistung hin). Es wird sich zeigen, ob es gelingt, die Kostenfrage zu lösen, effiziente Hilfsaggregate für die Brennstoffzelle zu entwickeln und eine auf die Zukunft ausgerichtete Treibstoffversorgung aufzubauen. Mit diesen Rahmenbedingungen könnte ein Antrieb realisiert werden, der gute Erzeugungswirkungsgrade, minimale Emissionen und die Möglichkeit der Bremsenergierekuperation in sich vereint. Zudem verfügt die Brennstoffzelle das Potential mit erneuerbaren Treibstoffen betrieben zu werden.

* *
*

Abkürzungen

a	Polynomkoeffizient	V
AC/DC	Wechselrichter Wechselstrom zu Gleichstrom	
b	Polynomkoeffizient	V
c	Polynomkoeffizient	V
C	spezifische Strombelastung der Batterie	–
C_A	Arbeitskapazität und Polarisation	F
c_{ers}	relative Ersatzkapazität	–
C_R	Batteriekapazität	F
CH	Schweiz	
CIP	Communicating Interacting Processes	
CNG	Compressed Natural Gas	
CO	Kohlenmonoxid	
CO_2	Kohlendioxid	
CVT	Continuously Variable Transmission	
d	Polynomkoeffizient	Ω, –
DME	Dimethylether	
E	Energie	J
E_0	Gleichgewichtspotentialdifferenz	V
EM	Elektromaschine	
EUDC	Extra–Urban–Driving–Cycle	
F	Kraft	N
F	Frankreich	
F_a	axiale Anpresskraft	N
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebe	
GWP	Global Warming Potential	
H_u	Unterer Heizwert	MJ/kg
HC	Kohlenwasserstoffe	
i	Spezifischer Strom	–
i	Übersetzungsverhältnis	–
I	Batteriestrom	A
i^2-CVT	CVT mit quadriertem Spreizungsbereich	
IEM	Institut für Elektrische Maschinen	
IGBT	Integrated Gate Bipolar Transistors	
IMRT	Institut für Mess– und Regeltechnik	
ISO	International Standardisation Organisation	
ITS	Intelligent Transport System	
k	Polynomkoeffizient	V, –
k	Säurekonzentrationskoeffizient	–
K	Kriechgang	

k_r	Steifigkeit der Reibkupplung	Nm/rad
L	Langsamgang	
LCA	Life Cycle Assessment	
LCI	Life Cycle Inventory	
LVV	Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik	
m	Masse	kg
M	Moment	Nm
m_{rot}	Ersatzmasse für die rotierenden Trägheiten	kg
MG	Gleitmoment	Nm
MH	Haftmoment	Nm
n	Drehzahl	min^{-1}
n	Anzahl Batteriezellen pro Batteriemodul	–
N	Norwegen	
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus	
NiCd	Nickelkadmiumbatterie	
NiMH	Nickelmetallhydridbatterie	
NMHC	Non Methanic Hydrocarbons	
NO_x	Stickoxide	
p	Druck	Pa, bar
P	Leistung	W
P_{Grenz}	Leistung bei derder Drosselbetrieb und der Taktbetrieb den gleichen Wirkungsgrad aufweisen	W
pmBr	Brennstoffmitteldruck	Pa, bar
pme	Effektiver Mitteldruck	Pa, bar
pme0	Effektiver Mitteldruck des ungefeuerten VM	Pa, bar
pmGW	Mitteldruck des Gaswechsels	Pa, bar
PNGV	Partnership for a New Generation Vehicle	
q	Polynomkoeffizient	Ω
Q	Ladung	C
q_e	Entladegrad	–
q_l	Ladegrad	–
r	Radius	m
r	Widerstände in der Ladephase der Batterie	Ω
r	Polynomkoeffizient	–
R	Widerstand	Ω
R	Rückwärtsgang	
r_m	Mittlerer Reibradius	m
S	Schnellgang	
SETAC	Society of Environmental and Toxicology and Chemistry	
T_d	Verstellzeit des Kettenwandlers über den ganzen Stellbereich von schnell zu langsam	s

T_u	Verstellzeit des Kettenwandlers über den ganzen Stellbereich von langsam zu schnell	s
TCL	Technisch Chemisches Laboratorium	
TIK	Institut für Technische Informatik und Kommunikationsnetze	
u_{DK}	Stellsignal der Drosselklappe	V
u_K	relative Anpresskraft	–
U_{eEnde}	Entladeschlussspannung	V
U_R	Ruhespannung	V
U_s	Steuerspannung des Kettenwandlers	V
UCPTE	Union pour la coordination de la production et du transport de l'élctricité	
ULEV	Ultra-Low-Emissions-Vehicle-Standard	
V_H	Hubvolumen	m^3
VG	Verstellgeschwindigkeit	s^{-1}
VM	Verbrennungsmotor	
ZEV	Zero–Emission–Vehicle–Standard	
β	Dämpfung der Reibkupplungen	Nms/rad
η	Wirkungsgrad	–
λ_{v_Kat}	Luftverhältnis vor dem Katalysator	–
λ_{n_Kat}	Luftverhältnis nach dem Katalysator	–
μ	Reibungskoeffizient	–
θ	Trägheit	kgm^2
ν	Gesamtübersetzung des Getriebes	–
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Indices

aus	Leistungsfluss aus einer Komponente
Batt	Batterie
Batte	Entladephase der Batterie
Battl	Ladephase der Batterie
Br	Brennstoff
d	Durchtrittswiderstand
e	entladen
EGen	Elektromaschine im Generatormodus
ein	Leistungsfluss in eine Komponente hinein
El	elektrisch
EM	Elektromaschine
EMot	Elektromaschine im Motorbetrieb
Fz	Fahrzeug
g	Gasung

G	Getriebe
i	Innenwiderstand
i	Ohmscher Widerstand
k	Konzentrationswiderstand
K	Kupplungen
Kin	kinetisch
KW	Kettenwandler
l	laden
L	Last
La	Lager
LE	Leistungselektronik
LG	Ladegerät
Luft	Luftwiderstand
q	Ladung
R	Rad
Roll	Rollwiderstand
S	Schwungrad
Schmier	Schmieröl
Steig	Steigungswiderstand
th	Thermisch
u	Umwandlungswiderstand
V	Verluste
VM	Verbrennungsmotor
W	Zwischenwelle
Z	Getriebeeingangswelle

Literaturverzeichnis

1 Air Resources Board of State of California: *"Proposed amendments to the low-emission vehicle regulations to add en equivalent zero emission vehicle (EZEV) standard and allow zero-emission vehicle credit for hybrid-electric vehicles"*, Draft Staff Report, Mobile Source Division El Monte, California, 14.7.1995.

2 F. An, M. Barth: *"Critical Issues in Quantifying Hybrid Electric Vehicle Emissions and Fuel Consumption"*, SAE Paper 981902, August 1998.

3 E. Andreta, et. al.:*"Car of Tomorrow - Plan of Action"*, European Commission DGXII/F, Brussels, 1995.

4 M. Bächtold, P. Riedwyl: *"Jahresfahrleistungen und Abgase von Personenwagen 1995"*, Touring Club Schweiz, Emmen, 1989.

5 N. Bagot: *"Is this the answer?"*, Electric & Hybrid Technology 1997, UK & International press, Dorking, Surrey GB, 1997.

6 D. Berndt: *"Maintenance-Free Batteries"*, Research studies press LTD, Taunton, Somerset GB, 1993.

7 J. Beretta: *"New classification on electric-thermal hybrid vehicles"*, Proceedings of ElectricVehicle Symposium EVS-15, 29.9-3.10.98, Brüssel, 1998.

8 W. Brandstetter: *"Der FORD Hybrid-Antrieb im Escort Turnier"*, Tagungsband der Int. Konferenz über hybride Automobilantriebe, ETH Zürich, 9.11.93, Zürich, 1993.

9 W. Buschhaus: *"The concept of the Ford/Aachen Parallel Hybrid"*, VDI-Bericht 1225 "Rationelle Energienutzung bei Hybridfahrzeugen", VDI-Verlag Frankfurt, 1995.

10 BUWAL: *"Die Luft wird sauberer dank Erfolgen beim technischen Umweltschutz"*, BUWAL–Bulletin 4/95, Bern, 1995.

11 M. Carrara, P.L. Gentile, V. Mauro-Mizar: *"5T: Results of a successful Urban Transport Integrated System"*, Proceedings of the Infomobility–Congress, Rom, 1998.

12 S.Castagné: *"Adaptive Regelung eines Automobilkatalysators"*, Semesterarbeit am IMRT, ETH Zürich, Februar 1995.

13 CEN TC301/WG1 N54: *"Electrically propelled road vehicles - measurement of energy performances and emissions for thermal electric hybrid vehicles"*, Proposal for a European Standard, 1997.

14 T. R. Crompton: *"Battery Reference Book"*, Butterworth & Co. Ltd, London, 1990.

15 Ph. Dietrich: "*Status of the Hybrid–Electric Vehicles*", interner IET/LVV- Bericht Nr. 96/3, ETH–Zürich, 1996.

16 P. Dietrich: "*Wirkungsgradmessungen der Hydraulikpumpen für die Getriebesteuerung des Hybrid III Projektes*", interner IET/LVV Bericht, ETH Zürich, 1993.

17 M.K. Eberle: "*Thermodynamik instationärere Arbeitsprozesse*", Vorlesungsunterlagen des IET/LVV, ETH–Zürich, 1996.

18 M.K. Eberle: "*Ergebnisse des Zürcher Hybrid–Feldversuches*", Tagungsband der Int. Konferenz über hybride Automobilantriebe, ETH Zürich, 9.11.93, Zürich, 1993.

19 M. W. Ender: "*Der Taktbetrieb als teillastverbessernde Massnahme bei Ottomotoren*", Disseration ETH Nr. 11835, Zürich, 1996.

20 M. Ender, P. Dietrich: "*Duty Cycle Operation as a Possibility to Enhance the Fuel Economy of an SI Engine at Part Load*", SAE-Paper 960229, February 1996.

21 M. Ender: "*Einfluss leistungsfähiger Zündsysteme auf die Verbrennungsqualität*", interner IET/LVV-Bericht 94/3, ETH–Zürich, 1994.

22 H. Fierz, H. Müller, S. Netos: " *CIP – Communicating Interacting Processes. A formal method for the development of reactive systems*", safecomp'93, Poznan, Polen 1993.

23 G. Fischer, S. Friedmann: "*Hybridantrieb – Zweigleisig in die Zukunft*", VDI-Bericht 1225 pp 87-100, Düsseldorf, 1995.

24 R. Frischknecht, P. Hofstetter, I. Knöpfel, R. Dones, E. Zollinger: "*Oekoinventar für Energiesysteme*", 3. Auflage, ENET, Bern, 1997.

25 R. Frischknecht: "*Methodik Oekobilanzierung und Oekoinventar*" in Oekologische und energetische Bewertung von Solarzellenanlagen in der Schweiz, Pressemappe zur Medienorientierung, Zürich, 13.10.1994.

26 S. Ginsburg, E. Shafai, Ch. Wittmer, H. P. Geering: "*Test Bench Results of a Torque Pedal Interpretation with a CVT-Equipped Power Train*", SAE-Paper 970293, Warren USA, 1997.

27 M. Göhring: "*Betriebsstrategien für serielle Hybridantriebe*", Proceedings des 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug– und Motorentechnik '97, Aachen, 1997.

28 R. Gretsch. "*Ein Beitrag zur Gestaltung der elektrischen Anlage in Kraftfahrzeugen*", Dissertation Universität Erlangen, 1978.

29 W. Gruca, F. Wagner: "*Wirkungsgrad und Verlustleistung des RHVF 154 ETH Versuchsgetriebes*", P.I.V. Entwicklungsbericht 62/93 im Auftrag des IET/LVV der ETH–Zürich, Zürich, 1993.

30 HAGEN Batterie AG: "*Hagen drysafe-multicraft*", technisches Datenblatt, Kassel, 1992.

31 K. S. Hardy, A. Sabharwal, S. T. McBroom: "*Simulation and evaluation for 80 mpg*", Electric & Hybrid Vehicle Technology'96, pp. 45 – 48, UK & International Press, Dorking, GB, 1996.

32 T. Hayashi, N. Kishi, S. Kikuchi, N. Suzuki: "*The Research of Emission Reduction Technologies for ZLEV*", Haus der Technik Essen, 9.-10.11.98, Essen, 1998.

33 R. Heijungs, J. Guinee, G. Huppes et al.: "*Environmental Life Cycle Assessment of Products*", Guide October 1992, Netherlands Center of Environmental Science, Leiden, 1992.

34 U. Höpfner, U. Eden: "*Vergleichende Oekobilanz Elektrofahrzeuge – Praxistest Rügen*", VDI–Bericht 1378 Batterie-, Brennstoffzellen- und Hybridfahrzeuge, Dresden 17./18.2.1998, Düsseldorf, 1998.

35 H. U. Hörler. "*Hybrid III–Kompaktantrieb, Konstruktionsvorschlag*", interner IET/LVV Bericht 95/10, ETH–Zürich, 1995.

36 H. U. Hörler: "*Oekomobil–Antriebskonzept Hybrid III, erste Überlegungen*", interner IET/LVV Bericht 89/1, ETH–Zürich, 1989.

37 H. U. Hörler: "*Antriebskonzept für minimalen Stadtverbrauch am Beispiel VW Golf*", interner IET/LVV Bericht 89/6, Zürich, 1989.

38 H. U. Hörler: "*Hybrid–Oekomobil - ein umweltschonendes Autoantriebskonzept bei Innerortsverkehr*", ETH-Jahresbericht, ETH–Zürich, 1989.

39 P. Hofstetter: "*Analyse und Vergleich von Energiesystemen*", Ökoinventare zur Beurteilung von Energiesystemen, ENET, Bern, 1994.

40 D. Jaggi: "*Hybridfahrzeug – Vorstellung eines Hybrid-Konzeptes für Leichtbaufahrzeuge*", Tagungsband Die Zukunft von Kfz-Antriebssystemen, Mai 1996, Zürich, 1996.

41 W. Josefowitz: "*Der Einwellen–Parallelhybrid von Volkswagen im europäischen Stadtszenario*". Erweiterte Konferenz über hybride Automobilantriebe, ETH Zürich, 6.11.96.

42 Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC): "*Radiative Forcing of Climate Change*", The 1994 Report of the Scientific Assessment Working Group of OC, Summary for policy makers, WMO/UNEP, 1994.

43 ISO 14040 Draft: "*Environmental Management – Life Cycle Assessment – Principles and Guidelines*", 1995.

44 S. Kaiser: "*Datenblätter zu GP 120Ah NiMH Batterie*", EcoLogic, Zürich 1995.

45 S. Kaiser: "*Nickel-Metallhydrid Versuchsbetrieb mit einem Elektromofa*", Forschungsschlussbericht des BEW, Bern, 1993.

46 "Katalog der Automobile Revue'95", Hallwag Verlag, Bern, 1995.

47 Th. Kopp: "*Katalysatorvorwärmung, Schlussbericht*", interner LES-Bericht 95, ETH–Zürich, 1995.

48 W. Kriegler, A. Zrim: "*Das Hybridkonzept: Übergangslösung oder wirkliche Alternative?*", Konferenz "Individuelle Mobilität im 3. Jahrtausend", Mürzzuschlag, 13.9.1996.

49 L. Küng: "*Entwicklung einer Drehfeldmaschine mit optimalem Wirkungsgrad für ein Hybridfahrzeug*", Dissertation ETH Nr. 11373, Zürich, 1996.

50 B. Lehmann: "*Optimierter Betrieb eines Latentwärmespeichers im Hybrid III Antrieb der ETH Zürich*", interner LES-Bericht 96, ETH–Zürich, 1996.

51 M. Lehna: "*Audi duo, ein Hybridfahrzeug für die City-Logistik*", VDI–Bericht 1378 Batterie-, Brennstoffzellen- und Hybridfahrzeuge, Dresden 17./18.2.1998, Düsseldorf, 1998.

52 D. Linden: "*Handbook of Batteries and Fuel Cells*", Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1984.

53 R. Marchesi: "*Gemischregelung für den Ottomotor des Ökofahrzeugs Hybrid III*", Diplomarbeit am IMRT, ETH–Zürich, Februar 1995.

54 K. Meier-Engel, J. Czerwinski, P. Comte "*Low-cost Measuring of the Energy consumption of Hybrid Vehicles*", Proceedings of ElectricVehicle Symposium EVS-15, 29.9-3.10.98, Brüssel, 1998.

55 St. Moore, M. Eshani: "*An Empirically Based Electrosource Horizon Lead-Acid Battery Model*", SAE–Paper 960448, February 1996.

56 B. Nawrocki: "*Vergleich des Taktbetriebs von Ottomotoren mit der konventionellen Drosselung sowie mit variabler Einlasssteuerung mit Hilfe von Prozessrechnung*", Diplomarbeit am IET/LVV, ETH–Zürich, Februar 1994.

57 E. Nawrocki: "*Optimierung eines Schwungradspeichers für Fahrzeugantriebe*", Semesterarbeit am IET/LVV, ETH–Zürich, Februar 1993.

58 U. Neff: "*Regelung des stufenlosen Getriebes des Ökofahrzeugs Hybrid III*", interner IMRT Bericht Mot 2-96, ETH–Zürich, März 1996.

59 U. Neff: "*Programm zur Getriebeumschaltung des Ökofahrzeugs Hybrid III*", interner IMRT Bericht Mot 3-96, ETH–Zürich, März 1996.

60 C. Nizzola, M. Michaud: "*Adaptive Regelung eines Automobilkatalysators*", Semesterarbeit am IMRT, ETH–Zürich, September 1995.

61 H. Oetting, P. Heidemeyer, R. Scholz, F. Zimmermann: "*Stufenlose Getriebe für Personenkraftwagen*", VDI-Bericht 579, S. 125-150, Düsseldorf, 1986.

62 S. R. Ovshinsky, et al: "*Performance Advances in OVONIC Nickel-Metal Hydride Batteries For Electric Vehicles*", 11th Electric Vehicle Symposium, Florence, Italy, September1992.

63 L. Padeste: "T*hree-Way Catalysts in a Hybrid Drive System: Experimental Study and Kinetic Modelling*", Dissertation ETH Nr. 10515, Zürich, 1994.

64 F.-J. Paefgen, M. Lehna: "*Der Audi duo – das erste serienmässige Hybridfahrzeug*", ATZ 99, 6/97, Frankfurt, 1997.

65 P. Rice: "*Anpressdruckregelung für die Trockenkupplungen des Hybrid III*", Diplomarbeit am IMRT, ETH–Zürich, Juli 1994.

66 W. Runge: "*Die Berechnung des stationären und dynamischen Entladeverhaltens von Bleiakkumulatoren*", Archiv für Elektrotechnik Bd. 57, pp235-246, Zürich, 1975.

67 H. Schaefer: "*Batteriesysteme für Hybridfahrzeuge*", Ergebnisbericht 1993-1996 des Sonderforschungsbereiches 365 (Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge), TU München, 1996.

68 W. Schleuter: "*Ein Beitrag zur Beschreibung des elektrischen Verhaltens von Blei-, NiCd und Ni-Fe Akkumulatoren*", Disseration RWTH Aachen, Aachen, 1982.

69 U. Schwegler, S. Wegmann, G. Moreni, M. Piffaretti: *"Grossversuch mit Leicht-Elektromobilen (LEM) in Mendrisio – 2. Zwischenbericht"*, Studienreihe Nr. 21, EDMZ 805.018.2d, AssoVel Mendrisio, Mendrisio, Schweiz,August 1998.

70 U. Seiffert: "*Denkbare Eckdaten eines umweltfreundlichen Automobils*", Konferenz über umweltfreundliche Automobile, ETH Zürich, 27.5.1991.

71 SETAC (ed.): "*Guidelines for Life Cycle Assessments: A Code of Practice*", Brüssel, 1993.

72 E. Shafai, P. Dietrich, Ch. Wittmer, S. Ginsburg: "*Advanced System Design and Control Aspects in a Fuel–Optimal Hybrid Vehicle*", Proceedings of the 5th IEEE Mediterranean Conference on Control and Systems, Paphos, Cyprus, July 21 - 23, 1997.

73 E. Shafai, S. Ginsburg, U. Christen, H. P. Geering: *"Regelungstechnische Aspekte der Hybrid III–Antriebsstranges"*, Erweiterte Konferenz über hybride Automobilantriebe, ETH Zürich, 6.11.96

74 E. Shafai, H. P. Geering: "*Control Issues in a Fuel-Optimal Hybrid Car*", Preprints of the 13th IFAC World Congress, vol. Q, pp. 231- 236, San Francisco, CA, June 30–July 5, 1996.

75 E. Shafai, Ch. Roduner and H. P. Geering: "*Indirect Adaptive Control of a Three-Way-Catalyst*", SAE-Paper 961038, February 1996.

76 E. Shafai, M. Simons, U. Neff and H. P. Geering: "*Model of a Continuously Variable Transmission*", 1st IFAC-workshop on Advances in Automotive Control, Monte-Verità, Switzerland, March 13-17, 1995.

77 E. Shafai: "*Hybrid III–Gesamtfahrzeugsimulation*", interner IMRT Bericht, ETH–Zürich, 1993.

78 E. Shafai: "*Daten zu Digifant*", interner IMRT Bericht Mot 7-91, ETH–Zürich, November 1991.

79 G. D. Skellenger, M. G. Reynolds, L. O. Hewko: "*Freedom: An Electric-Hybrid Research Vehicle Concept*", Tagungsband der Int. Konferenz über hybride Automobilantriebe, Zürich, 9.11.1993.

80 L. Svantesson: "*A Comprehensive Environmental Concept for Future Family Cars*", Tagungsband der Int. Konferenz über hybride Automobilantriebe, Zürich, 9.11.1993.

81 S. Tagliaferri, L. Padeste, A. Baiker: "*Behaviour of Three-Way Catalysts in Hybrid Drive Systems, Dynamic Measurements and Kinetic Modelling*", Proceedings of the Third International Congress on Catalysis and Automotive Pollution Control, Brüssel, 20-22. April 1994.

82 H.O. Trutmann: "*Komplexe Technik schont die Umwelt*", Bulletin SEV/VSE 9/97, Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke Zürich, 1997.

83 H.O. Trutmann: "*Verteilt und doch zusammen – zum Steuerungssystem von Hybrid III*", Erweiterte Konferenz über hybride Automobilantriebe, ETH–Zürich, 6.11.96.

84 H. O. Trutmann, N. Jelaca: "*M-ICX Motorsteuerung Benutzerhandbuch*", interner TIK-Bericht, ETH–Zürich, 27.2.95.

85 R. Turin: "*Verbrauchsanalyse für getakteten Motorenbetrieb*", interner IMRT Bericht Mot 4-93, ETH–Zürich, Mai 1993.

86 R. van der Graaf: "*An IC Engine–Flywheel Hybrid drive for road vehicles*", Proceedings of the EAEC Congress pp150-167, Strasbourg, 1987.

87 A. Vezzini: "*Optimierung des elektrischen Antriebssystems für ein Hybrid-Fahrzeug*", Dissertation ETH Nr. 11784, Zürich, 1996.

88 W. Warthmann, G. Benczur-Ürmössy, F. Haschka, D. Ohms: "*Alkalische Nickelsysteme für den Einsatz in Hybridfahrzeugen*", VDI-Bericht 1225, Düsseldorf, 1995.

89 Th. Weibel, Ph. Dietrich: "*Relative Life Cycle Assessment of Hybrid Vehicles - A tool for Decision Support for Local Zero Emission Mobility*", final report of task 6.2 of the BRITE-EURAM project 'European Development of Hybrid Technology Approaching Efficient Zero Emission Mobility (HYZEM)', Zürich, 1996.

90 R. Wimmer: "*Regelung der Trockenkupplungen des Oekofahrzeugs Hybrid III*", interner IMRT Bericht Mot 5-96, ETH–Zürich, 1996.

91 Ch. Wittmer: "*Entwurf und Optimierung der Fahrstrategien für ein Personenwagenantriebskonzept mit Schwungradkomponente und stufenlosem Zweibereichsgetriebe*", Dissertation ETH Nr. 11672, Zürich, 1996.

92 Ch. Wittmer: "*Optimierte Fahrstrategien für den Hybrid III*", Erweiterte Konferenz über hybride Automobilantriebe, ETH Zürich, 6.11.96.

93 Ch. Wittmer, L. Guzzella, Ph. Dietrich: "*Optimierte Fahrstrategien eines Hybridfahrzeuges mit schwerer Schwungmasse – der Taktbetrieb als Beispiel*", Sonderheft 'Regelungstechnik im Auto' der Zeitschrift Automatisierungstechnik (AT), Frankfurt, 1996.

94 J. Yamaguchi: "Toyota readies gasoline/electric hybrid system", Automotive engineering pp55 -58, Detroit, July 1997.

Curriculum Vitae

Philipp Dietrich

1992 - 1998	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik der ETH Zürich Projektleiter des Antriebsstrangprojektes Hybrid III
1989 - 1991	ABB Kraftwerke AG Baden, Gruppenleitung "Instrumentation & Control" im Bereich kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke
1986 - 1989	BMW AG München, Entwicklungsingenieur in der Motorenforschung, Gebiet Regelungstechnik bei aufgeladenen Motoren und Wasserstoffantrieben
1979 - 1986	Maschineningenieurstudium an der ETH Zürich Vertiefung: Verbrennungsmotoren und Regelungstechnik
1973 - 1979	Gymnasium an der Kantonsschule Zug
1967 - 1973	Primarschule in Cham
22. Januar 1960	Geboren in Zug